

MASTER

Ontwerp en optimalisatie van de HCVT met (gedeelde) lambda-duwband

Kouwenberg, J.

Award date:
2001

[Link to publication](#)

Disclaimer

This document contains a student thesis (bachelor's or master's), as authored by a student at Eindhoven University of Technology. Student theses are made available in the TU/e repository upon obtaining the required degree. The grade received is not published on the document as presented in the repository. The required complexity or quality of research of student theses may vary by program, and the required minimum study period may vary in duration.

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain

Ontwerp en optimalisatie van de HCVT met (gedeelde) Λ -duwband

J. Kouwenberg
Amsterdam, april 2001
Technische Universiteit Eindhoven
faculteit Werktuigbouwkunde
sectie Aandrijf- en tribotechniek
afstudeerverslag

Afstudeerhoogleraar en begeleiding TUE: prof. dr. ir. M.J.W. Schouten
Begeleiding Technology Twente B.V. : Dhr. H. Hoogenberg
ir. W. Goorts

SAMENVATTING

In het voorjaar van 1999 is de Technische Universiteit Eindhoven (TUE) een tweearig samenwerkingsverband aangegaan met de MOGEMA-groep. Onderwerp van dit samenwerkingsverband is het onderzoek naar een nieuwe geotrooieerde Continu Variabele Transmissie (CVT), gebaseerd op een vinding van Dhr. Hoogenberg. Deze CVT wordt 'Hoogenberg-CVT' of 'HCVT' genoemd. De HCVT is een wrijvingsvariator die gebruik maakt van een duwband voor het doorleiden van vermogen. Het afstudeerwerk is uitgevoerd als onderdeel van het HCVT-project en richt zich met name op de theoretische modelvorming en optimalisatie van de HCVT.

Gedurende het ontwikkelingstraject is een variant op het oorspronkelijke systeem ontstaan. Deze maakt gebruik van een gedeelde duwband. De duwband wordt vanwege de omgekeerde V-richting in vergelijking tot V-riemachtige overbrengingen aangeduid met (gedeelde) Λ -duwband. Het werkingsprincipe van beide systemen is onder de loep genomen. Zij tonen grote onderlinge verschillen maar zijn beiden onderwerp van nader onderzoek.

De duwband bestaat uit een aaneenschakeling van losse elementjes, '(duw)schakels' genoemd. Het kinematisch gedrag van de duwschakels, en daarmee van de band als geheel is beschreven. Met behulp daarvan is de invloed van schakelgeometrie op een aantal aspecten beschouwd. Hiermee is een optimalisatie van de schakelgeometrie met betrekking tot het kinematisch gedrag uit te voeren. De modelvorming biedt tevens een aantal aanknopingspunten die als hulpmiddel bij ontwerp van schakels kunnen dienen.

De krachten op de afzonderlijke duwschakels zijn bepaald als functie van schakel- en systeem geometrie, overbrengverhouding, toerental en koppel. Tevens is een model gevormd waarmee de contactspanningen in de diverse contacten van de duwschakel met zijn omgeving kunnen worden bepaald. Hiermee is een optimalisatie van schakelgeometrie ten aanzien van de optredende contactspanningen uit te voeren.

De opgestelde modelvorming en theorie zijn met behulp van MATLAB in een simulatieprogramma verwerkt. Met het simulatieprogramma kunnen voor een willekeurige schakel en systeem de optredende krachten en contactspanningen bepaald worden. Op deze wijze is het mogelijk om vooraf een optimalisatie ten aanzien van de belastbaarheid van een systeem uit te voeren en de (hoofd)afmetingen van schakels en constructie vast te leggen.

Onderdeel van het overkoepelende HCVT-project is het verrichten van metingen aan een tweetal testconstructies. De een is uitgevoerd met een gedeelde duwband, de ander met een Λ -duwband. Het simulatieprogramma is tevens gebruikt om voor de gedeelde duwband testconstructie krachten, contactspanningen en rendementen te berekenen. Meet- en simulatiedata zullen vergeleken moeten worden ter verificatie van de modelvorming.

Ondanks de kinematisch bepaalde slip en de hoge lagerbelasting bij de gedeelde duwbandconstructie worden behoorlijke rendementen berekend. Ten aanzien van belastbaarheid zal het huidige schakelontwerp aanpast dienen te worden. Nader onderzoek moet zich richten op een verdere optimalisering en rendementsverhoging. Uitdagingen liggen met name op materiaalkundig gebied en systeemontwerp.

SYMBOLENLIJST

Symbolen

bv	bandvullingsgraad	[-]
CHZ	verhouding tussen de gesommeerde schuifspanningen en de Hertze spanning	[-]
h	afstand van het wrijvingscontactpunt tot de neutrale lijn op de schakel	[mm]
i _{TH}	theoretische overbrengverhouding	[-]
l	(effectieve) lengte	[mm]
n	aantal schakels in een contacthoek	[-]
q	minimaal benodigde wrijvingscoëfficiënt tussen schakels onderling aan het uiteinde van het overgangsgebied	[-]
r	(afrondings)straal	[mm]
s	loodrechte afstand tussen de hartlijn van de conische schijven en de hartlijn van het tussenlichaam	[mm]
t	schakeldikte	[mm]
v	(omtrek)snelheid	[m/s]
v _K	knijpkrachtreservefactor	[-]
z _{max}	maximale zakking van de duwband in het contact met de conische schijf	[mm]
A	oppervlakte	[mm ²]
F	kracht	[N]
M	massa van een schakel	[kg]
N	aantal schakels in de duwband	[-]
P	vermogen	[W]
PE	polygooneffect	[%]
T	koppel	[Nm]
VP	verhouding van de duwkrachten aan de uiteinden van het overgangsgebied	[-]
α	rusthoek	[rad]
β	conushoek	[rad]
γ	contacthoek	[rad]
η	rendement	[-]
θ	onderlinge hoek van schakels aan de uiteinden van het overgangsgebied	[rad]
κ	kruiphoek	[rad]
μ	wrijvingscoëfficiënt	[-]
ν	kinematische viscositeit	[mm ² /s]
ρ	verhouding rolstraal/schakeldikte	[-]
τ	onderlinge hoek van schakels	[rad]
(τ),σ	(schuif)spanning	[N/mm ²]
φ	positie in een contacthoek	[rad]
ω	hoeksnelheid	[rad/s]
 <u>Theorie van Hertz</u>		
a	halve contactlengte (puntcontact)	[mm]
b	halve contactbreedte (punt- en lijncontact)	[mm]
e	ellipticiteit van een puntcontact	[-]
l	contact lengte (lijncontact)	[mm]
r	gereduceerde rolstraal	[mm]

E_R	gereduceerde elasticiteitsmodulus	[N/mm ²]
R_{Ri}	gereduceerde kromtestraal in hoofdkrommingsvlak i	[mm]
R	gereduceerde welvingstraal	[mm]
μ_ω, ν_ω	functies van ω ter bepaling van a en b	[-]
ν	dwarscontractiecoëfficiënt	[-]
ω	welvingverhouding	[-]
σ_{HZ}	Hertze spanning	[N/mm ²]

Aanduiding van krachten

A	<i>axiale kracht</i>
C	<i>centrifugaalkracht</i>
K	<i>knijpkraft</i>
N	<i>normaalkracht</i>
P	<i>duwkracht</i>
R	<i>radiale kracht</i>
W	<i>wrijvingskracht</i>

Aanduiding van lichamen

C	<i>tussenlichaam</i>
D	<i>conische schijf</i>
E	<i>kantelribbe</i>
F	<i>overgangsgebied</i>
PB	<i>duwband</i>
$S(U)$	<i>ondersteuningsvlak</i>

Overige aanduidingen

\sim	<i>dimensieloos</i>
d	<i>discreet</i>
eq	<i>equivalent</i>
max	<i>maximaal</i>
min	<i>minimaal</i>
j	<i>schakelnummer</i>
T, tan	<i>tangentieel</i>
R, rad	<i>radiaal</i>
λ	<i>steemparameter ($\lambda=1$: gedeelde duwband, $\lambda=2$ Λ-duwband)</i>

VOORWOORD

Met dit verslag sluit ik een lange en leerzame periode in mijn leven af. Een tijd met vele hoogte- en dieptepunten, die naast de studie werktuigbouwkunde vooral in het teken stond van mijn persoonlijke ontwikkeling. Goede herinneringen en blijvende vriendschappen houdt ik over aan de Kreugelstraat en studentenhuus 'Sjarrel's Plees', aan studentenvolleybalvereniging 'Hajraa' en aan de (niet te weerstane) tijden in Parijs, Montpellier en Trowbridge.

Op deze plek wil ik hiervoor mijn ouders bedanken, zonder wiens (soms extra) financiële steun en 'warme nest' dit niet mogelijk was geweest.

Ik wil prof. Schouten bedanken voor zijn begeleiding gedurende mijn stage- en afstudeerperiode. Hij wist me, ondanks de geografische ligging van Harderwijk en Hengelo, enthousiast te maken voor de daar aanwezige technische uitdagingen. Ik kijk met heel veel plezier terug op de periodes bij Ridder Aandrijfsystemen en Technology Twente. Ank bedankt voor je vaak onzichtbare werk achter de schermen.

Jerry en Walter, Rens, René en alle andere medewerkers bij Technology Twente, Wim Voerman, Dhr. J. en B. Pinkster: allen bedankt voor de plezierige en leerzame samenwerking in Hengelo en voor elk jullie individuele bijdrage aan mijn afstudeeropdracht. Ik wil iedereen die bij het HCVT-project betrokken is succes wensen bij de afronding hiervan en bij een eventueel vervolg hierop.

Hermien, jouw engelengeduld is eindelijk beloond!

Amsterdam, april 2001

INHOUDSOPGAVE

SAMENVATTING	2
SYMBOLENLIJST	3
VOORWOORD	5
INHOUDSOPGAVE	6
1 INLEIDING	9
1.1 Geschiedenis van de CVT	9
1.2 Ontwikkelingen op het gebied van automobieltransmissies	10
1.3 Een nieuw variatorprincipe: de HCVT	12
1.4 Probleemstelling	13
2 WERKINGSPRINCIPE	14
2.1 HCVT-principe	14
2.1.1 Basisprincipe: 'de Λ -duwband HCVT'	14
2.1.2 Variant op het basisprincipe: 'de gedeelde duwband HCVT'	16
2.2 Globale kinematica	17
2.2.1 Neutrale lijnen diagram	17
2.2.2 Dimensieloos neutrale lijnen diagram	18
2.2.3 Overbrengverhouding en contacthoeken	19
2.2.4 Kinematisch bepaalde slip bij de gedeelde duwband	19
2.3 Overdracht van koppel en krachtspeel	22
2.3.1 Modelvorming	22
2.3.2 Contactgebied van de duwband met de conische schijven	24
2.3.3 Contactgebied van de duwband met het tussenlichaam	25
2.3.4 Bepaling van de slippgrens	27
2.3.5 Optredende krachten	29
2.4 Λ -duwband HCVT versus gedeelde duwband HCVT	32
3 KINEMATISCH GEDRAG VAN DE DUWBAND	33
3.1 Constructie van de duwband	33
3.2 Geometrie van de duwschakels	34
3.2.1 Schakelgeometrie gedeelde duwband	35
3.2.2 Schakelgeometrie Λ -duwband	36
3.2.3 Toelichting bij de toegepaste geometrie	37
3.3 Schakelmodel	38
3.3.1 Vereenvoudigde schakelgeometrie	38
3.3.2 Onderlinge positionering	39
3.3.3 Positionering van schakels in het systeem	40
3.4 Systeem van samenwerkende schakels	42
3.4.1 Modelvorming	42
3.4.2 Overbrengverhouding en evaluatie neutrale punt	46

3.4.3	Uitgebreid dimensieloze neutrale lijnen diagram	47
3.4.4	Bepaling van de bandvorm	49
3.5	Invloed van schakelgeometrie op de bandvorm	51
3.5.1	Werkingsprincipe van het nokje	51
3.5.2	Bepaling van de sluihoek	51
3.5.3	Invloed van ρ en \tilde{r} op de bandvorm	52
3.6	Polygooneffect	54
3.6.1	Oorzaak en gevolgen	54
3.6.2	Kwalitatieve beschouwing: invloed van schakelgeometrie op het polygooneffect	54
4	KRACHTEN OP DE DUWSCHAKELS	57
4.1	Modelvorming	57
4.1.1	Aannames	57
4.1.2	Wrijvingskracht en -coëfficiënt	57
4.1.3	Zelflossendheid	58
4.1.4	Aantal schakels in contacten en discrete contacthoeken	60
4.1.5	Centrifugaalkracht	60
4.1.6	Wrijvingskracht tussen duwband en ondersteuningsvlak (gedeelde duwband)	61
4.2	Mechanisme van koppeloverdracht	62
4.3	Krachtdoorleiding in het overgangsgebied	65
4.4	Bepaling van krachten	69
4.4.1	Krachten werkzaam op een schakel	69
4.4.2	Bedrijfspunt van een duwband	72
4.4.3	Bepaling van krachten in een bedrijfspunt	73
5	CONTACTSPANNINGEN	75
5.1	Levensduur en slijtage	75
5.1.1	Belangrijkste te verwachten slijtagevormen	75
5.1.2	Beperken en voorkomen van adhesieve slijtage	76
5.1.3	Beperken en voorkomen van vermoeiingsslijtage	77
5.2	Theorie van Hertz	78
5.2.1	Gereduceerde elasticiteitsmodulus	78
5.2.2	Punt- of elliptisch contact	78
5.2.3	Lijncontact	80
5.2.4	Modelvorming en aannames	81
5.3	Contactsituaties	82
5.3.1	Schakel-conische schijf	82
5.3.2	Schakel-tussenlichaam	84
5.3.3	Schakel-schakel	84
5.3.4	Schakel-ondersteuningsvlak (gedeelde duwband)	89
6	SIMULATIE	90
6.1	Gesimuleerde constructie	90
6.1.1	Testopstelling	90
6.1.2	Duwband en duwschakels	91
6.1.3	Wrijvingscoëfficiënten	91
6.1.4	Meetopstelling	92
6.1.5	Duwbandrendement	93
6.1.6	Systeemrendement	94
6.2	Simulatieresultaten in een bedrijfspunt	95
6.2.1	Bedrijfspunt	95
6.2.2	Kinematica	95

6.2.3	Krachten	96
6.2.4	Contactspanningen	97
6.2.5	Rendementen	98
6.3	Simulatiere resultaten voor het meetgebied	99
6.3.1	Instelwaarden voor de metingen	99
6.3.2	Contactspanningen	99
6.3.3	Duwbandrendement	100
6.3.4	Lager- en systeemrendement	101
7	CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN	103
<hr/>		
7.1	Schakelontwerp en optimalisatie	103
7.2	Gedeelde en Λ -duwband HCVT	104
7.3	Meetresultaten versus simulatiere resultaten	105
	LITERATUUR	106
	BIJLAGEN	B1
<hr/>		
1	Figuren	B1
2	Lagerverlieskoppels	B3
3	MATLAB implementatie: simulatieprogramma en functies	B8
3.1	Toelichting	B8
3.2	Simulatieprogramma	B8
3.3	Kinematica	B12
3.4	Krachten	B14
3.5	Contactspanningen	B18
3.6	Testconstructie: lagerverlies	B20

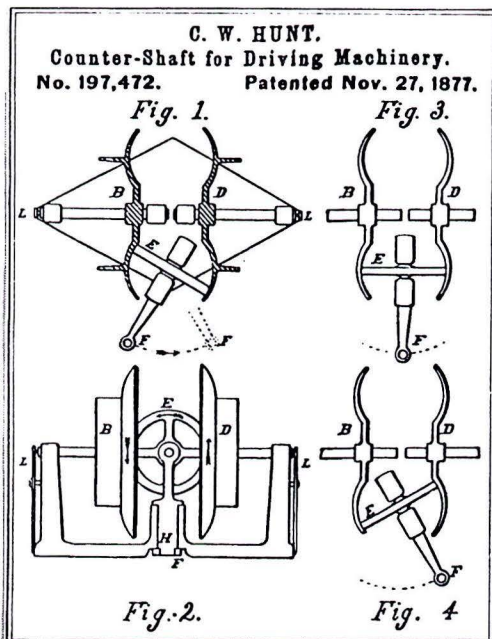
1 INLEIDING

1.1 Geschiedenis van de CVT

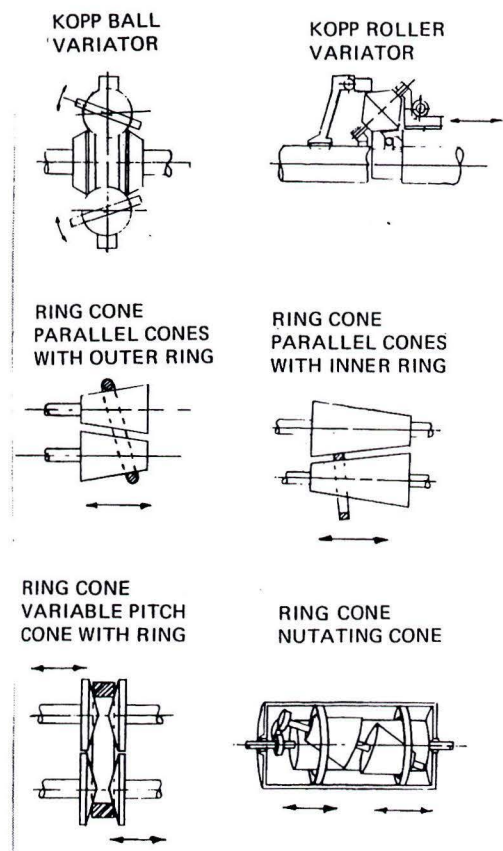
Al meer dan honderd jaar wordt er onderzoek verricht naar Continu Variabele Transmissies (CVT's). Een beroemd voorbeeld hiervan vinden we in figuur 1-1, afkomstig uit het Amerikaanse patent USP 197,472 van Charles W. Hunt uit 1877! Het patent beschrijft een constructie waarmee de overbrengverhouding tussen in- en uitgaande as kan worden ingesteld door de verstelling van een wiel (E) dat zich bevindt zich tussen twee schijven (B en D). Hiermee is de geboorte van de toroïde-CVT een feit [1].

In de loop der tijd zijn er tal van CVT-principes ontwikkeld, die al dan niet hun praktische toepassing hebben gevonden. Een aantal van deze principes is te vinden in figuur 1-2 (voor een compleet overzicht: zie bijlage 1 [uit: 2]). Kenmerkend voor (vrijwel) alle bekende CVT-uitvoeringen is dat de overdracht van koppel geschiedt door middel van wrijving in contactpunten, waarvan de aangrijpingspunten van plaats kunnen veranderen.

De normaalkracht die nodig is voor het 'opwekken' van de wrijvingskracht, en de daarmee samenhangende contactspanning in de contactpunten, bepaalt in veel gevallen het maximaal door te leiden koppel van de variator. Bij riem- en ketting-CVT's vormen daarnaast de trekspanningen - veroorzaakt door de koppeloverdracht en de centrifugaalkrachten - een tweede mogelijke begrenzing van het maximaal door te leiden koppel.



Figuur 1-1: Patent C.W. Hunt



Figuur 1-2: Enkele variatoren

Ook de automobielandustrie toonde al vroeg belangstelling voor de CVT. Figuur 1-3 toont een advertentie uit 1914 waarin al een auto ("The gearless car") werd aangeprezen voorzien van een

CVT [3]. In 1973 voerden de ingenieurs C. en J. Kraus testritten uit met een Ford Pinto voorzien van een vol-toroïde CVT. In 1981 volgde het prototype van een half-toroïde CVT dat werd ingebouwd in een Subaru 1600cc. Op de Tokyo Motor Show in 1997 presenteerde Nissan wederom een vernieuwde versie van een half-toroïde transmissie [1]. Tot op heden hebben deze inspanningen echter nog niet geleid tot de commerciële toepassing van toroïde-CVT's in personenauto's.

In Nederland werd al in 1958 de CVT van Hub van Doorne in serieproductie genomen in de DAF variomatic. Deze vinding leidde tot de ontwikkeling van de metalen V-band in de 80'er jaren bij Van Doorne Transmissies (VDT) [4]. Op dit moment is de metalen V-band van VDT het enige CVT-concept dat door verschillende automobiefabrikanten op grotere schaal commercieel wordt toegepast.

Door de toenemende vraag en belangstelling naar CVT's is er sinds kort serieuze concurrentie te verwachten voor de VDT-band, onder meer van LuK Automotive Systems. Zij maken gebruik van een met het VDT-systeem vergelijkbaar variator-principe. De metalen trek-duwband is hierin echter vervangen door een ketting (gebaseerd op de "Wiegedruckstückkette van *Fa. P.I.V. Antrieb Werner Reimers*") [5]. Audi biedt de A4 ("Multitronic") inmiddels aan met de LuK-ketting. In diverse publicaties wordt tevens melding gemaakt van de (opnieuw) vergevorderde ontwikkelingen van een aantal toroïde-achtigen. Voorbeelden hiervan zijn de extroïd-CVT van Nissan [6] en de toroïde-CVT van de firma Torotrak [7].

A Good Car for Grocers.
Saves time in collecting
orders and making light
deliveries.

A Practical
car for
Town or
Country

1914 IMPROVEMENTS
EQUIPPED COMPLETE

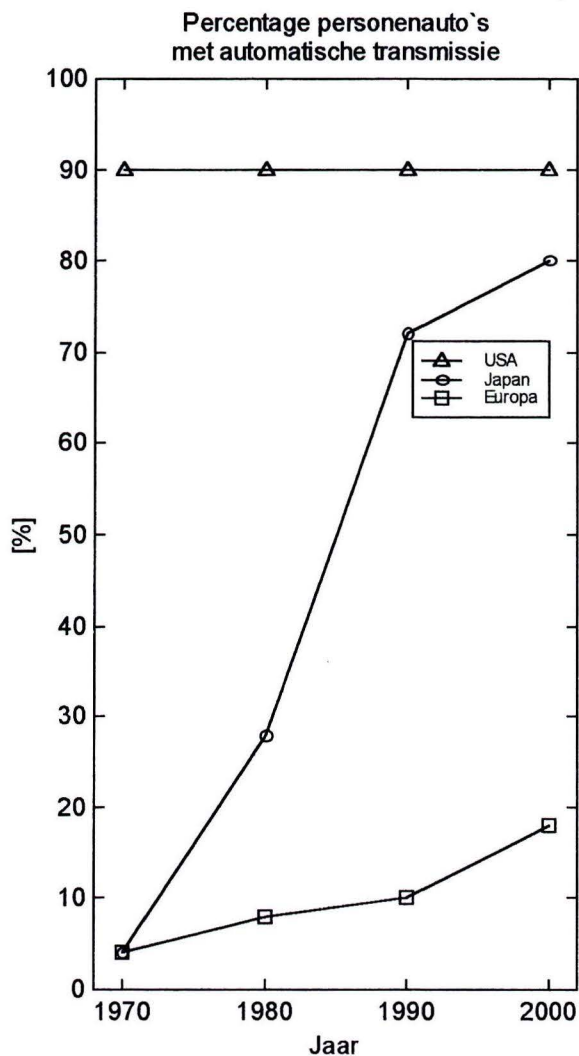
METZ "22" — \$475

The Gearless Car
"No clutch to slip — No gears to strip"

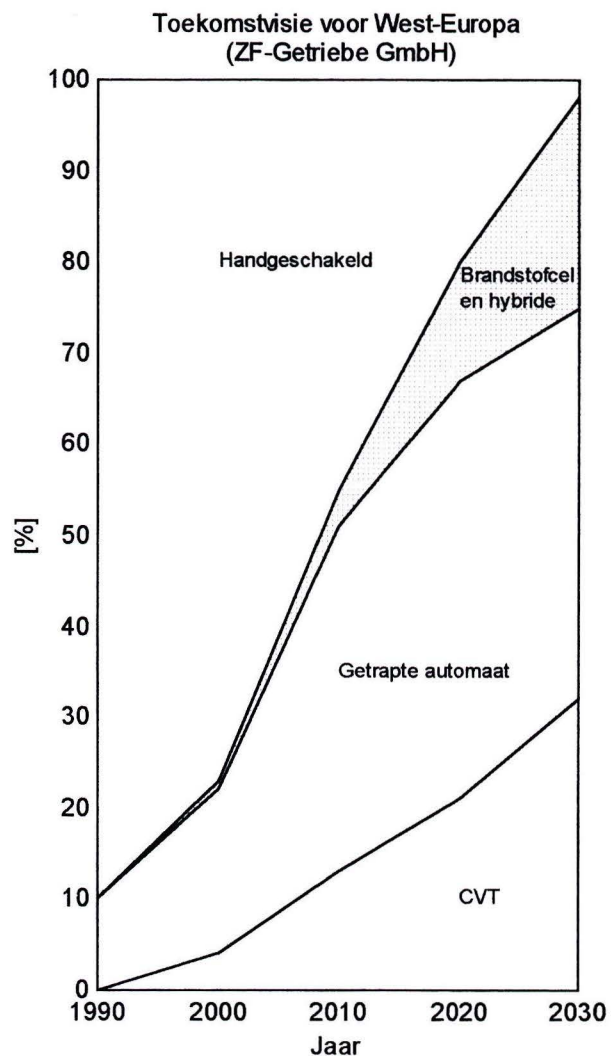
Figuur 1-3: Advertentie voor "The gearless car"

1.2 Ontwikkelingen op het gebied van automobieltransmissies

Figuur 1-4 toont de wereldwijde ontwikkelingen op het gebied van de automatische transmissie in personenauto's (Naar: [8]). Daar waar in de USA reeds lange tijd het merendeel van de personenauto's voorzien was van een automatische transmissie, zien we dat in Japan het aandeel van de automatische transmissie in de laatste dertig jaar explosief gestegen is (waaronder een groeiend aandeel CVT's, [9]).



Figuur 1-4: Personenauto's met automatische versnelling



Figuur 1-5: Toekomstvisie personenauto's voor West-Europa

Deze trend wordt in de komende decennia ook verwacht voor Europa, zoals we kunnen aflezen in figuur 1-5 (Naar: [10]). De belangrijkste voordelen van een CVT ten opzichte van een automatische (of handgeschakelde) transmissie zijn [9]:

- Een verhoging van het rijcomfort door het ontbreken van discrete schakelmomenten. Daarnaast is door de vrije keuze van de overbrengverhouding de regeling van de transmissie uiterst flexibel. Deze kan bijvoorbeeld zelflerend uitgevoerd worden of is te voorzien van verschillende modi.
- De mogelijkheid om steeds de energetisch beste koppeling tussen energiebron en last te realiseren door het 'oneindig' aantal overbrengverhoudingen. Door de steeds strengere milieuwetgeving zou dit een doorslaggevend argument kunnen betekenen bij de transmissiekeuze.

De grootste remmende factor in de groei van het aandeel van CVT's is op dit moment onbetwist het maximale koppel dat doorgeleid kan worden. Voor de op dit moment gebruikte CVT's (VDT en LuK) is dit maximale koppel ongeveer 300 Nm [8,9]. Diverse studies op dit gebied verwachten een stijging van het maximale koppel tot ongeveer 350 Nm. Voor zowel de systemen van VDT en LuK als voor toroïde-CVT's wordt dit als de maximaal haalbare waarde voor het ingangskoppel beschouwd [10,11,12].

Dit verklaart ook de activiteiten op het gebied van automatisch getrapte transmissies. Omdat voor toepassingen boven 300 Nm op dit moment geen CVT beschikbaar is worden 6-traps automaten ontwikkeld die het comfortverlies tijdens de schakelmomenten trachten te beperken [8,9]. Voor het onderzoek naar CVT's betekent het voorafgaande dat er uitdagingen liggen op het gebied van [9]:

- De vervanging van handgeschakelde of automatische getrapte versnellingen door CVT's in kleine auto's met dwars geplaatste motoren.
- De ontwikkeling van een hoog-koppel-CVT, geschikt voor grotere personenauto's met een motorkoppel boven 300 Nm.
- Het ontwikkelen van alternatieve lay-outs voor de gehele aandrijflijn waarbij niet meer het gehele koppel door de CVT geleid wordt.

De komende decennia zullen tevens in het teken staan van de ontwikkeling van compleet nieuwe concepten voor de gehele aandrijflijn. Te denken valt hierbij aan hybride voertuigen waarin de verbrandingsmotor gaat samenwerken met bijvoorbeeld een elektromotor of vliegwiel. (Veel van dit soort hybride systemen vereisen overigens een CVT voor een optimale werking, zie bijvoorbeeld [13,14]). De vervanging van de brandstofmotor door de brandstofcel in combinatie met een elektromotor zal naar verwachting nog wel een tiental jaren op zich laten wachten. Gezien de huidige stand van de techniek zal in dat geval nog steeds een transmissie vereist zijn [10].

1.3 Een nieuw variatorprincipe: de HCVT

In het voorjaar van 1999 is de Technische Universiteit Eindhoven (TUE) een samenwerkingsverband aangegaan met de Mogema-groep, een groep van samenwerkende machinefabrieken gespecialiseerd op het gebied van de fijnmechanica. Onderwerp van deze samenwerking is het onderzoek naar, en de ontwikkeling van een nieuw, geotrooieerd variator-principe gebaseerd op een vinding van Dhr. Hoogenberg. Deze variator wordt in het vervolg 'Hoogenberg-CVT' of 'HCVT' genoemd. Het werkingsprincipe van de HCVT wordt in hoofdstuk 2 behandeld.

Een van de aanleidingen tot de uitvoering van het HCVT-project door de Mogema-groep en het aangaan van het samenwerkingsverband met de TUE is een eerste onderzoek naar het HCVT-principe uitgevoerd door de TUE. De belangrijkste conclusie van deze eerste globale analyse luidde dat de HCVT een vernieuwend en veelbelovend CVT-principe is. De belangrijkste redenen hiervoor zijn [15]:

- Het te verwachten hoge rendement door de afwezigheid van kinematisch bepaalde slip.
- De te verwachten hoge belastbaarheid (en door te leiden koppel).
- De eenvoudige duwbandconstructie en een redelijk eenvoudige en compacte constructie daaromheen.

Doelstelling van het bovengenoemde samenwerkingsproject is in eerste instantie het bewijzen van het HCVT-werkingsprincipe en het bepalen van de technologische randvoorwaarden (krachten, spanningen, tribologisch gedrag etc.). Het project is door de Mogema-groep ondergebracht bij Machinefabriek Technology Twente B.V. in Hengelo, mede omdat Technology Twente ervaring heeft met de vervaardiging van complexe producten in kleine aantallen en beschikt over een modern machinepark en geklimatiseerde meetruimte.

1.4 Probleemstelling

Dit verslag beschrijft het onderzoek verricht naar de HCVT in het kader van een afstudeeropdracht aan de opleiding Werktuigbouwkunde, sectie Aandrijf- en Tribotechniek aan de TUE. Het onderzoek is uitgevoerd als onderdeel van het in paragraaf 1.3 genoemde samenwerkingsverband.

De nadruk ligt hierbij op de elementaire beschrijving en modelvorming van het HCVT-principe. Na validatie door middel van metingen kan het opgestelde model vervolgens dienen als hulpmiddel bij het bepalen en verder optimaliseren van de belangrijkste ontwerpparameters, en bij het ontwerpen van een complete CVT die voldoet aan de eisen die hieraan gesteld worden in de automobielenindustrie.

De opdrachtschrijving omvat:

- De beschrijving van het werkingsprincipe, de geometrie en de kinematica van de HCVT als geheel.
- De beschrijving van de geometrie en kinematica van de HCVT en de duwband in detail en de daarmee samenhangende optimalisatie van de geometrie van de afzonderlijke duwschakels.
- De beschrijving van de krachten die optreden in de HCVT en de krachten die werkzaam zijn op de duwband en de afzonderlijke duwschakels.
- De bepaling van de contactspanningen die optreden in de contacten tussen duwband en overige componenten van de HCVT en tussen duwschakels onderling, en de daarmee samenhangende optimalisatie van schakelgeometrie en materiaalkeuze.
- De modelvorming en simulatie van een complete HCVT-constructie (rendement, benodigde knijpkracht, optredende krachten en contactspanningen als functie van de overbrengverhouding en ontwerpparameters).
- Het verrichten van een eerste, verkennende meting aan een HCVT als voorbereiding op een tot het HCVT-project behorend uitgebreid meetprogramma.

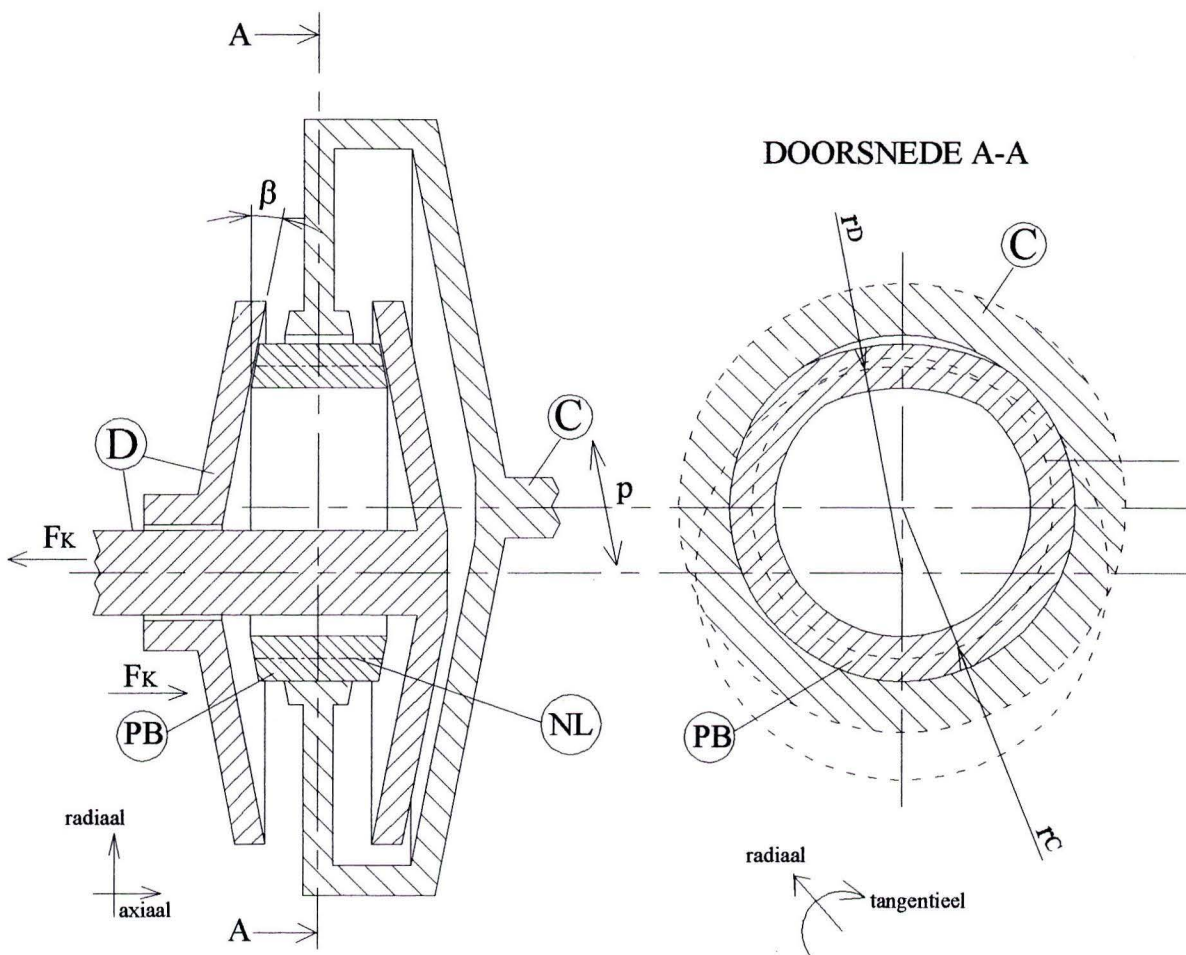
2 WERKINGSPRINCIPE

2.1 HCVT-principe

De Hoogenberg-CVT (HCVT) is een variator die gebruik maakt van een bandachtig lichaam dat enkel op duwkrachten wordt belast. Deze band wordt daarom met recht 'duwband' genoemd. Het werkingsprincipe van de HCVT wordt aan de hand van een tweetal voorbeeldconstructies toegelicht. Het eerste voorbeeld beschrijft een HCVT volgens het basisprincipe. In het tweede voorbeeld wordt een variant op dit basisprincipe behandeld die gedurende het ontwikkelingstraject is ontstaan.

2.1.1 Basisprincipe: 'de Λ -duwband HCVT'

In figuur 2-1 is een lichaam C weergegeven, voorzien van een cirkelvormige uitsparing waarin zich een duwband PB bevindt. Lichaam C wordt vanaf nu aangeduid met de term 'tussenlichaam' en de index C. De duwband heeft een V-vormachtige doorsnede en wordt aangeduid met (de index) PB. Vanwege de omgekeerde V-richting in vergelijking met bijvoorbeeld V-riemen of de 'metal-V-belt' van VDT spreken we in dit geval van een Λ -duwband ('labda').



Figuur 2-1: Basisprincipe: de Λ -HCVT

Het tussenlichaam en de duwband bevinden zich tussen twee kegelvormige schijven. Deze worden aangeduid met (de index) D en de term '(conische) schijven'. Op de duwband is tevens de lijn van constante lengte (en omtrekssnelheid) weergegeven, de zogenaamde 'neutrale lijn' NL. De duwband kan 'onder spanning gezet worden' door het aanbrengen van een axiale kracht op de beweegbare schijf. Deze kracht is de zogenaamde 'knijskracht' F_K . Door het aanbrengen van de knijskracht wordt de duwband als het ware samengeperst in het tussenlichaam. Een eis hiervoor is dat de conushoek β zo gekozen is dat de duwband zelflossend is. Op deze wijze ontstaat:

- een gebied waarin de duwband contact maakt met de conische schijven. De duwband neemt in dit gebied de vorm van de conische schijven aan. De neutrale lijn kan dan zoals in doorsnede A-A worden weergegeven als een cirkel met straal r_D waarvan het middelpunt ligt op de hartlijn van de as waarop zich conische schijven bevinden. Ten gevolge van de knijskracht bevindt zich een normaalkracht tussen duwband en conische schijven.
- een gebied waarin de duwband contact maakt met het tussenlichaam. De duwband neemt in dit gebied de vorm van het tussenlichaam aan. In doorsnede A-A kan de neutrale lijn van de duwband worden weergegeven als een cirkel met straal r_C waarvan het middelpunt ligt op de as waarop zich het tussenlichaam bevindt. Er bevindt zich tengevolge van de knijskracht en de krachtdoorleiding in de band (tangenteel) een normaalkracht in radiale richting tussen de duwband en het tussenlichaam.

Afhankelijk van de grootte van de knijskracht F_K maken de normaalkrachten tussen duwband en conische schijven en tussen duwband en tussenlichaam het mogelijk om door middel van wrijving ($F_{wrijving} \leq \mu \cdot F_{normaal}$) een bepaald koppel over te dragen van de as waarop zich de conische schijven bevinden, naar de as waarop zich het tussenlichaam bevindt. In de duwband zelf ontstaat hierdoor een duwkracht in omtreksrichting.

Dit mechanisme is door de omgekeerde V-vorm eigenlijk het tegenovergestelde van het krachten spel dat optreedt bij een V-riem overbrenging. In plaats van de trekkrachten in de V-snaar, ontstaan er duwkrachten in de Λ -duwband.

Indien de omtreksnelheid van de band v_{PB} constant verondersteld wordt op de neutrale lijn dan is deze omtreksnelheid op twee manieren te schrijven:

$$v_{PB} = \omega_D \cdot r_D \quad (2.1)$$

$$v_{PB} = \omega_C \cdot r_C \quad (2.2)$$

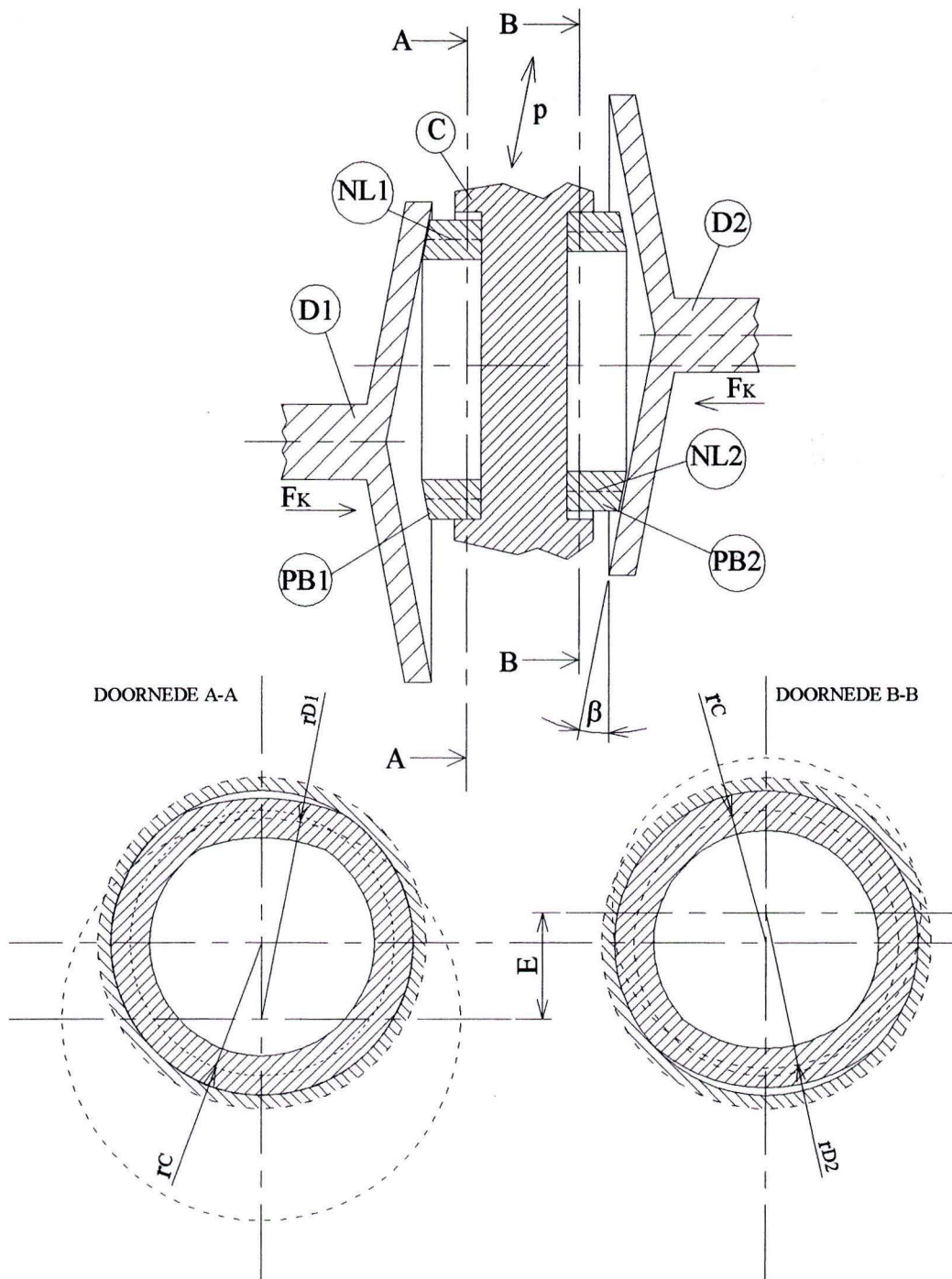
Door het gelijkstellen (2.1) en (2.2) kan de overbrengverhouding bepaald worden. Deze wordt de theoretische overbrengverhouding genoemd aangezien aangenomen wordt dat in het contactgebied tussen duwband en conische schijven en tussen duwband en tussenlichaam geen macroslip optreedt.

$$i_{th,\Lambda} = \frac{\omega_D}{\omega_C} = \frac{r_C}{r_D} \quad (2.3)$$

Door variatie van de positie van het tussenlichaam en de duwband ten opzichte van de conische schijven volgens pijl p (parallel aan de conushoek β) wordt een continu variabele overbrengverhouding verkregen. Het regelbereik van het systeem wordt beperkt door de diameter van de as waarop zich de conische schijven bevinden.

2.1.2 Variant op het basisprincipe: 'de gedeelde duwband HCVT'

Gedurende het ontwikkelingstraject van de Λ -duwband is een variant ontstaan gebaseerd op het basisprincipe. De duwband is in figuur 2-2 als het ware in tweeën gedeeld.



Figuur 2-2: Variant: de gedeelde duwband HCVT

Opnieuw bevindt zich een tussenlichaam C tussen twee excentrisch opgestelde conische schijven D1 en D2. In plaats van één duwband bevat het tussenlichaam nu echter twee (halve) duwbanden, PB1 en PB2. Van de duwbanden zijn de neutrale lijnen NL1 en NL2 weergegeven. Vanwege de halvering van de duwband wordt deze 'gedeelde duwband' genoemd. Een duwband maakt in dit geval slechts contact met een van de twee conische schijven.

Het aanbrengen van een knijpkracht F_K resulteert wederom in de opsluiting van de duwbanden in het tussenlichaam en het ontstaan van gebieden waarin de duwbanden contact maken met de conische schijven en het tussenlichaam. In dit geval dient de duwband echter in het gebied waar deze contact maakt met de conische schijf in axiale richting ondersteund te worden door het tussenlichaam. Dit gedeelte van het tussenlichaam wordt het 'ondersteuningsvlak' genoemd.

De opsluiting van een duwband vindt plaats in radiale richting. Het cilindervormige oppervlak van het tussenlichaam dat hier voor zorgt wordt het 'tractievlak' van het tussenlichaam genoemd. Op dezelfde wijze als bij de Λ -duwband is het dan mogelijk om via duwband PB1 een koppel over te dragen van schijf D1 naar het tractievlak van het tussenlichaam en vervolgens via duwband PB2 naar schijf D2.

In het geval dat het systeem roteert treedt er een snelheidsverschil (kinematisch bepaalde slip) op tussen de duwband en het ondersteuningsvlak. Tegelijkertijd bevindt zich tussen de duwband en het ondersteuningsvlak een kracht gelijk aan de knijpkracht F_K . Het is dus wenselijk dat de wrijvingscoëfficiënt tussen duwband en het ondersteuningsvlak zo laag mogelijk is om vermogensverlies te voorkomen.

De overbrengverhouding is te bepalen met (2.1), (2.2) en (2.3). Indien opnieuw aangenomen wordt dat er geen macroslip optreedt in het contact van de duwbanden met de conische schijven en in het contact van de duwbanden met de tractievlakken van het tussenlichaam is de theoretisch overbrengverhouding van het systeem uit figuur 2-2 gelijk aan

$$i_{th, gedeeld} = \frac{\omega_{D2}}{\omega_{D1}} = \frac{r_{D1}}{r_{D2}} \quad (2.4)$$

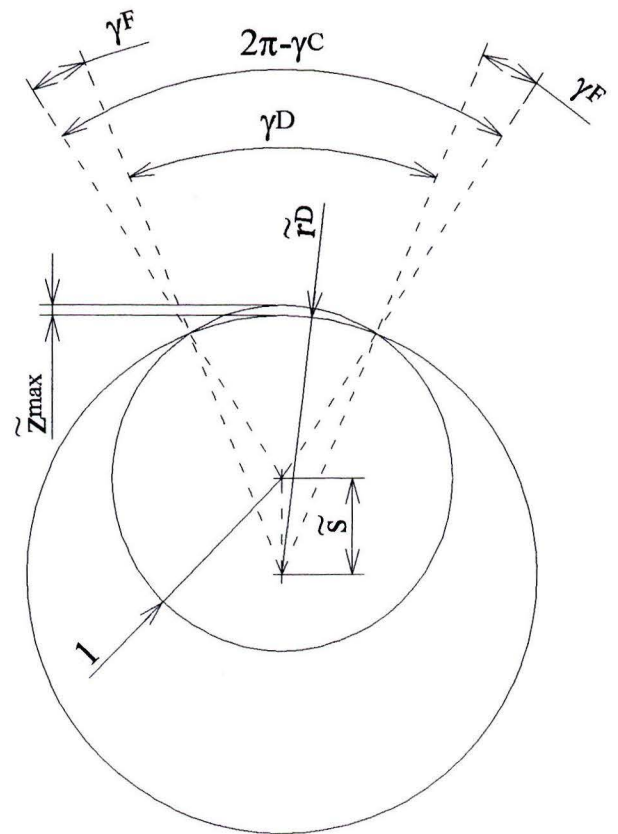
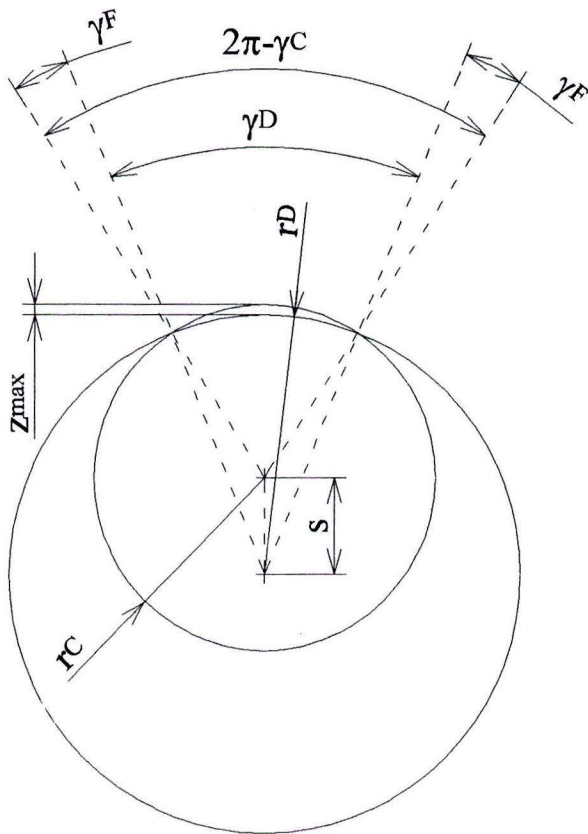
Een continu variabele overbrengverhouding wordt verkregen door verplaatsing van het tussenlichaam volgens pijl p (parallel aan de conushoek β). Het regelbereik wordt bepaald door de excentrische afstand E en is in theorie onbeperkt.

2.2 Globale kinematica

2.2.1 Neutrale lijnen diagram

Van de HCVT-principes uit figuur 2-1 en 2-2 zijn reeds zeer algemene uitdrukkingen bepaald voor de (theoretische) overbrengverhouding. Daarbij werd gebruik gemaakt van de neutrale lijn van de duwband in het contact met tussenlichaam en conische schijven.

De kinematica van een HCVT kan beschreven worden met behulp van een zogenaamd 'neutrale lijnen diagram' zoals afgebeeld in figuur 2-3a. De cirkels met straal r_D en r_C zijn de weergave van de neutrale lijn van de duwband in het contact met de conische schijven respectievelijk het tussenlichaam. De kortste afstand tussen de middelpunten van de cirkels r_C en r_D wordt gedefinieerd met s. De afstand s geeft dus de positie van het tussenlichaam ten opzichte van de conische schijven weer. De maximale indrukking van de duwband in het contact met de schijven is Z_{max} .



Figuur: 2-3a: Neutrale lijnen diagram

Figuur 2-3b: Dimensieloze neutrale lijnen diagram

Met figuur 2-3a is af te leiden dat voor r_D geldt

$$r_D = r_C + s - z_{\max} \quad (2.5)$$

Tevens zijn de contacthoeken van de duwband met de conische schijven en met het tussenlichaam te definiëren. De contacthoek van de duwband met de conische schijven is γ_D en de contacthoek met het tussenlichaam γ_C .

De hoeken γ_F representeren het gebied waar de duwband geen contact maakt met het tussenlichaam of de conische schijven. Dit gebied wordt voortaan aangeduid met de term 'overgangsgebied'. In figuur 2.3a (en b) is dit weergegeven met een scherpe overgang tussen de cirkels r_C en r_D . In werkelijkheid zal een dergelijke scherpe knik niet op kunnen treden en zal de overgang vloeiender zijn. In hoofdstuk 3 wordt hier nader op ingegaan.

2.2.2 Dimensieloos neutrale lijnen diagram

Aangezien r_C in tegenstelling tot s en z_{\max} in een HCVT-systeem een constante is, gebruiken we r_C bij het dimensieloos maken van de overige grootheden. Naast het feit dat r_C een constante is, bepaalt r_C tevens de grootte van het tussenlichaam en duwband, en daarmee voor een belangrijk deel de afmetingen van de gehele constructie.

Op deze wijze wordt het zogenaamde 'dimensieloze neutrale lijnen diagram' verkregen (figuur 2-3b). Hierin zijn niet langer de absolute waarden van de variabelen s en z_{\max} van belang, maar

hun verhouding tot r_C . De hierna af te leiden relaties zijn dan ook geldig voor een HCVT-systeem van willekeurige afmeting.

In figuur 2-3b zijn de dimensieloze grootheden als volgt gedefinieerd:

$$\begin{aligned}\tilde{r}_D &= \frac{r_D}{r_C} \\ \tilde{s} &= \frac{s}{r_C} \\ \tilde{z}_{\max} &= \frac{z_{\max}}{r_C}\end{aligned}\tag{2.6}$$

Voor \tilde{r}_D geldt dan

$$\tilde{r}_D = 1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max}\tag{2.7}$$

2.2.3 Overbrengverhouding en contacthoeken

Met figuur 2-3b kan tevens de theoretische overbrengverhouding bepaald worden.

$$i_{th} = \frac{\omega_D}{\omega_C} = \frac{1}{\tilde{r}_D} = \frac{1}{1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max}}\tag{2.8}$$

De contacthoeken γ_D en γ_C en de grootte van het overgangsgebied γ_F kunnen geschreven worden als functie van de dimensieloze maximale zakking en positie van het tussenlichaam. Tweemaal toepassen van de cosinusregel levert met (2.7) een relatie voor γ_D en voor γ_F

$$\gamma_D = 2 \cdot \arccos \left[\frac{2\tilde{s} \cdot (1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max})}{2\tilde{s} \cdot (1 + \tilde{s}) - 2 \cdot (1 + \tilde{s}) \cdot \tilde{z}_{\max} + \tilde{z}_{\max}^2} \right]\tag{2.9}$$

$$\gamma_F = \arccos \left[\frac{2 + 2\tilde{s} - 2\tilde{z}_{\max} - 2\tilde{s} \cdot \tilde{z}_{\max} + \tilde{z}_{\max}^2}{2 + 2\tilde{s} - 2\tilde{z}_{\max}} \right]\tag{2.10}$$

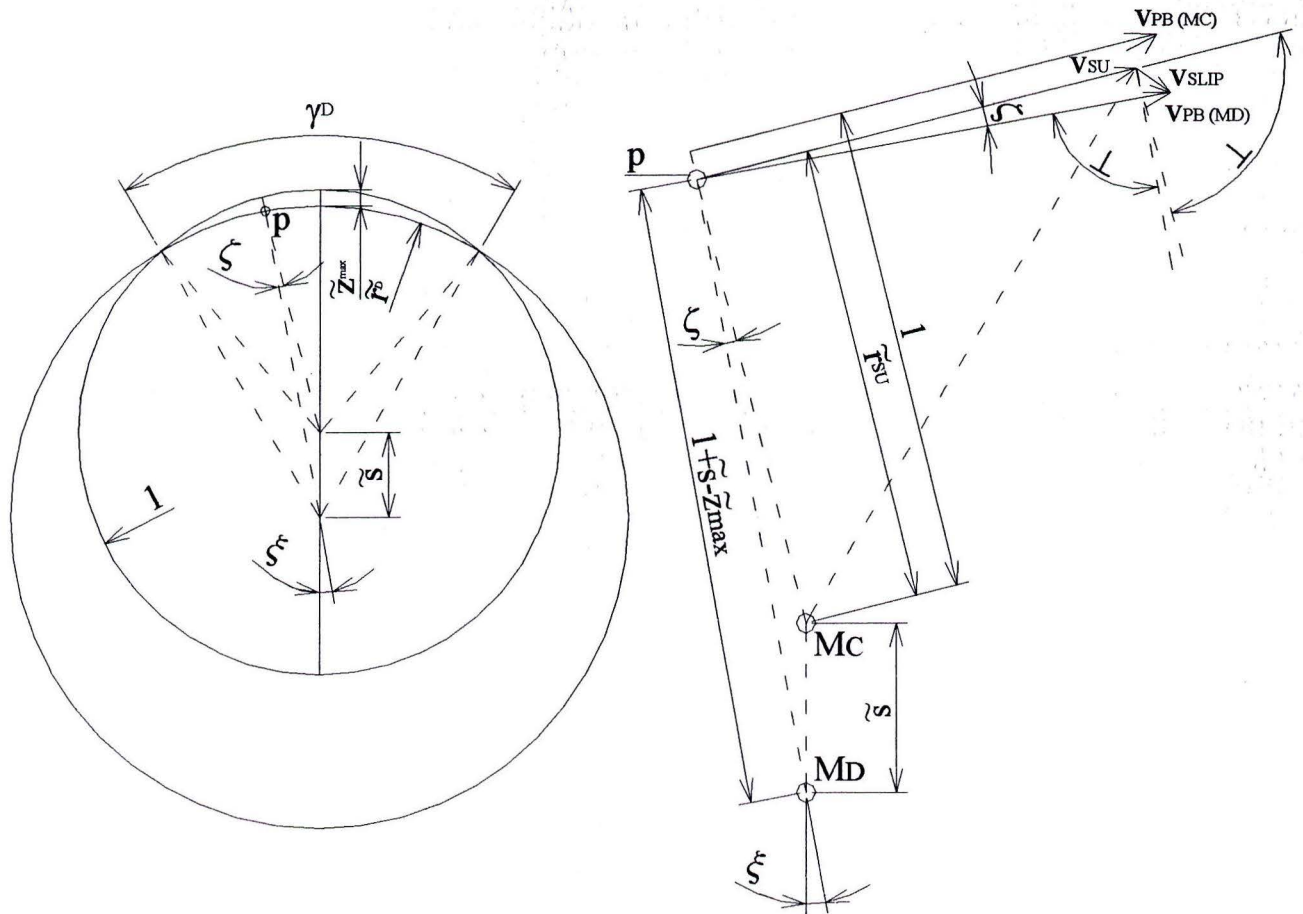
De contacthoek γ_C is daarna eenvoudig te bepalen met

$$\gamma_C = 2\pi - \gamma_D - 2\gamma_F\tag{2.11}$$

2.2.4 Kinematisch bepaalde slip bij de gedeelde duwband

Zoals reeds werd opgemerkt is er in de gedeelde duwband HCVT sprake van kinematisch bepaalde slip (macroslip) tussen de duwband en het ondersteuningsvlak van het tussenlichaam.

De bepaling van het snelheidsverschil v_{SLIP} tussen duwband en ondersteuningsvlak gebeurt met behulp van het dimensieloze neutrale lijnen diagram. Er wordt dus uitgegaan van de slipsnelheid op de neutrale lijn. De omtreksnelheid v_{PB} van de duwband op de neutrale lijn wordt daarbij constant verondersteld en er is geen macroslip tussen de duwband en tractievlak van het tussenlichaam en de conische schijf. In figuur 2-4 is het punt p weergegeven dat zich bevindt op de neutrale lijn van de duwband in het gebied waar deze contact maakt met de conische schijf. Daarnaast is het snelheidsdiagram van punt p afgebeeld.



Figuur 2-4: Snelheidsdiagram van punt p

Punt p op de duwband beweegt zich voort over cirkel \tilde{r}_D met een omtreksnelheid v_{PB} ten opzicht van het middelpunt van de conische schijven M_D . Het ondersteuningsvlak daarentegen is onderdeel van het tussenlichaam. Gezien de constante snelheid van de duwband en de afwezigheid van macroslip tussen duwband en tractievlak van het tussenlichaam heeft het ondersteuningsvlak in punt p een snelheid kleiner dan v_{PB} . Daarnaast beweegt het ondersteuningsvlak in punt p zich voort over een cirkel met straal \tilde{r}_{SU} ten opzicht van het middelpunt van het tussenlichaam M_C . De omtreksnelheid v_{SU} van het ondersteuningsvlak in punt p wordt bepaald met (2.12) en (2.13).

$$v_{SU} = \tilde{r}_{SU} \cdot v_{PB} \quad (2.12)$$

$$\tilde{r}_{SU} = \sqrt{(1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{max})^2 + \tilde{s}^2 - 2 \cdot (1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{max}) \cdot \tilde{s} \cdot \cos(\xi)} \quad (2.13)$$

De hoek ξ bepaalt het verschil in richting tussen $v_{PB}(M_D)$ en v_{SU} en wordt gevonden door het toepassen van de cosinusregel.

$$\tilde{s}^2 = (1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max})^2 + \tilde{r}_{SU}^2 - 2 \cdot (1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max}) \cdot \tilde{r}_{SU} \cdot \cos(\zeta) \Rightarrow$$

$$\zeta = \arccos \left[\frac{2 \cdot \tilde{r}_{SU} \cdot (1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max})}{\tilde{r}_{SU}^2 + (-1 + \tilde{z}_{\max}) \cdot (-1 - 2\tilde{s} + \tilde{z}_{\max})} \right] \quad (2.14)$$

De slipsnelheid van de duwband ten opzichte van het ondersteuningsvlak kan nu uitgedrukt worden ten opzichte van het middelpunt van het tussenlichaam en het middelpunt van de conische schijf. Ten opzichte van het middelpunt van het tussenlichaam is met figuur 2-4 af te leiden dat de tangentiële en radiale component van de slipsnelheid gelijk zijn aan:

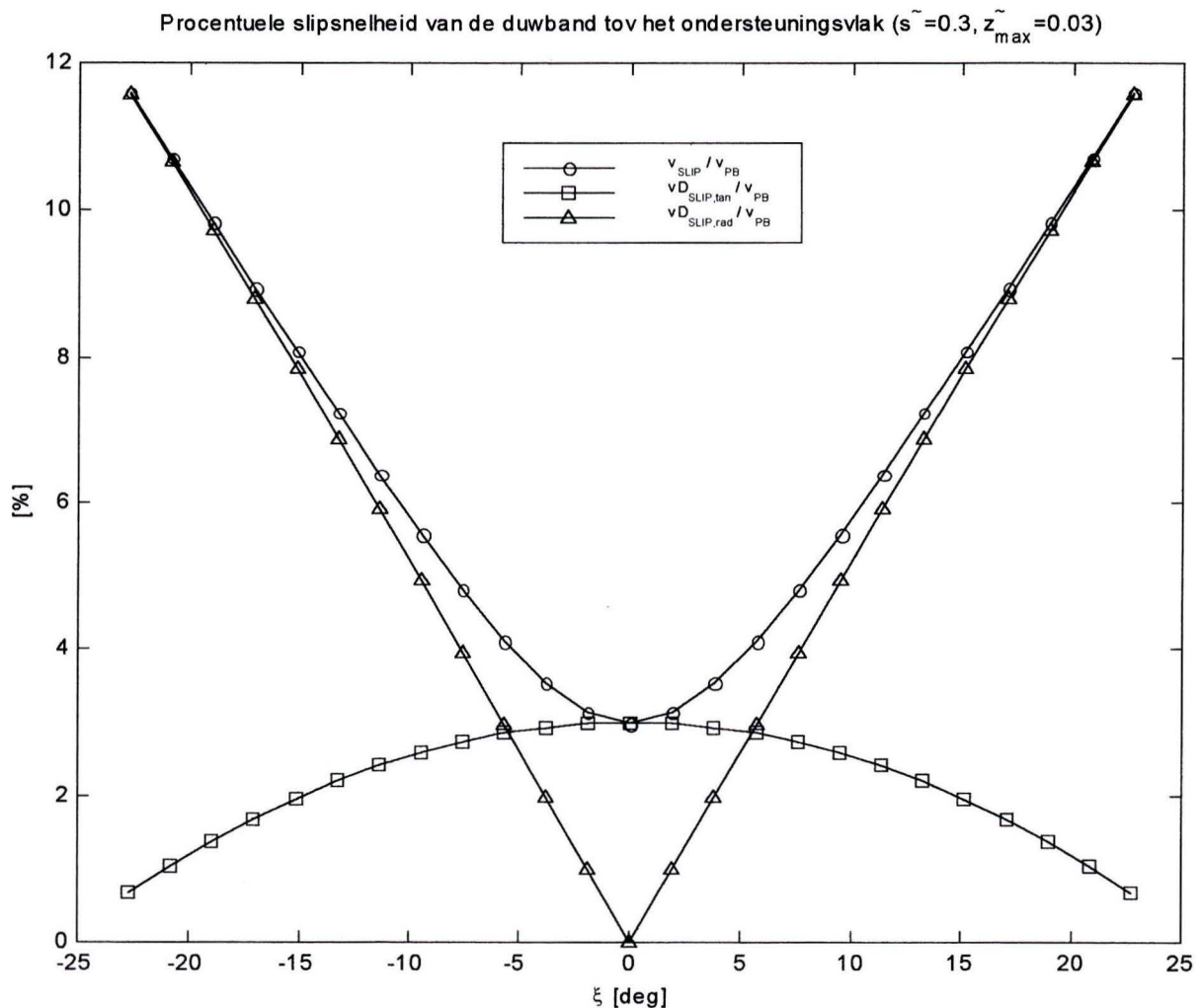
$$v_{SLIP,tan}^C = v_{PB} \cdot (\cos(\zeta) - \tilde{r}_{SU}) \quad (2.15)$$

$$v_{SLIP,rad}^C = v_{PB} \cdot \sin(\zeta)$$

Ten opzichte van M_D geldt:

$$v_{SLIP,tan}^D = v_{PB} \cdot (1 - \tilde{r}_{SU} \cdot \cos(\zeta)) \quad (2.16)$$

$$v_{SLIP,rad}^D = v_{PB} \cdot \tilde{r}_{SU} \cdot \sin(\zeta)$$



Figuur 2-5: Procentuele slipsnelheid

De totale slipsnelheid v_{SLIP} is de vectoriële som van de slipsnelheden in radiale en tangentiële richting, en is gelijk aan:

$$v_{SLIP} = \sqrt{v_{SLIP,tan}^C{}^2 + v_{SLIP,rad}^C{}^2} = \sqrt{v_{SLIP,tan}^D{}^2 + v_{SLIP,rad}^D{}^2} \quad (2.17)$$

In figuur 2-5 is het typische verloop van de procentuele slipsnelheid v_{SLIP}/v_{PB} van de duwband ten opzichte van het ondersteuningsvlak uitgezet voor $-\frac{\gamma_D}{2} \leq \xi \leq \frac{\gamma_D}{2}$. De radiale component

van v_{SLIP} wisselt van richting bij $\xi=0$. De duwband beweegt zich eerst van buiten naar binnen en vervolgens weer van binnen naar buiten. De tangentiële component is veel constanter en steeds in dezelfde richting aanwezig. Dit betekent dat de duwband het tussenlichaam ‘inhaalt’ door een kortere route te nemen. Hiermee wordt ook de ware aard van de beweging duidelijk die de duwband maakt ten opzicht van de conische schijf en het tussenlichaam. De duwband beweegt zich namelijk rollend voort tussen de conische schijven en tussenlichaam, en maakt daarbij een groter aantal omwentelingen dan de schijf en het tussenlichaam. Doordat de duwband zich maar met minimale speling in het tussenlichaam bevindt is dit aantal omwentelingen echter nagenoeg gelijk aan het aantal omwentelingen van het tussenlichaam.

2.3 Overdracht van koppel en krachterspel

2.3.1 Modelvorming

Bij de bespreking van de twee constructievoorbelden in 2.1 is reeds genoemd dat de HCVT een wrijvingsoverbrenging is. Er is toen kort stilgestaan bij de wijze waarop het koppel wordt overgedragen. Om het mechanisme van koppeloverdracht verder toe te lichten en een eerste indruk te krijgen van de grootte van de krachten die hierbij optreden, wordt een eerste model opgesteld. Daarbij worden de volgende aannames gedaan:

- De duwband is een continu lichaam.
- De invloed van de centrifugaalkracht wordt buiten beschouwing gelaten.
- De conushoek β is zodanig dat de duwband zelflossend is (zie hoofdstuk 4).
- De duwband en overige HCVT-componenten hebben een oneindige stijfheid en ideale geometrie.
- De wrijvingskracht F_W wordt gedefinieerd als $F_W \leq \mu \cdot F_N$, waar μ de wrijvingscoëfficiënt en F_N de normaalkracht is. De wrijvingscoëfficiënt in het contact van de duwband met de conische schijven is μ_D en in het contact van de duwband met het tractievvlak van het tussenlichaam μ_C .

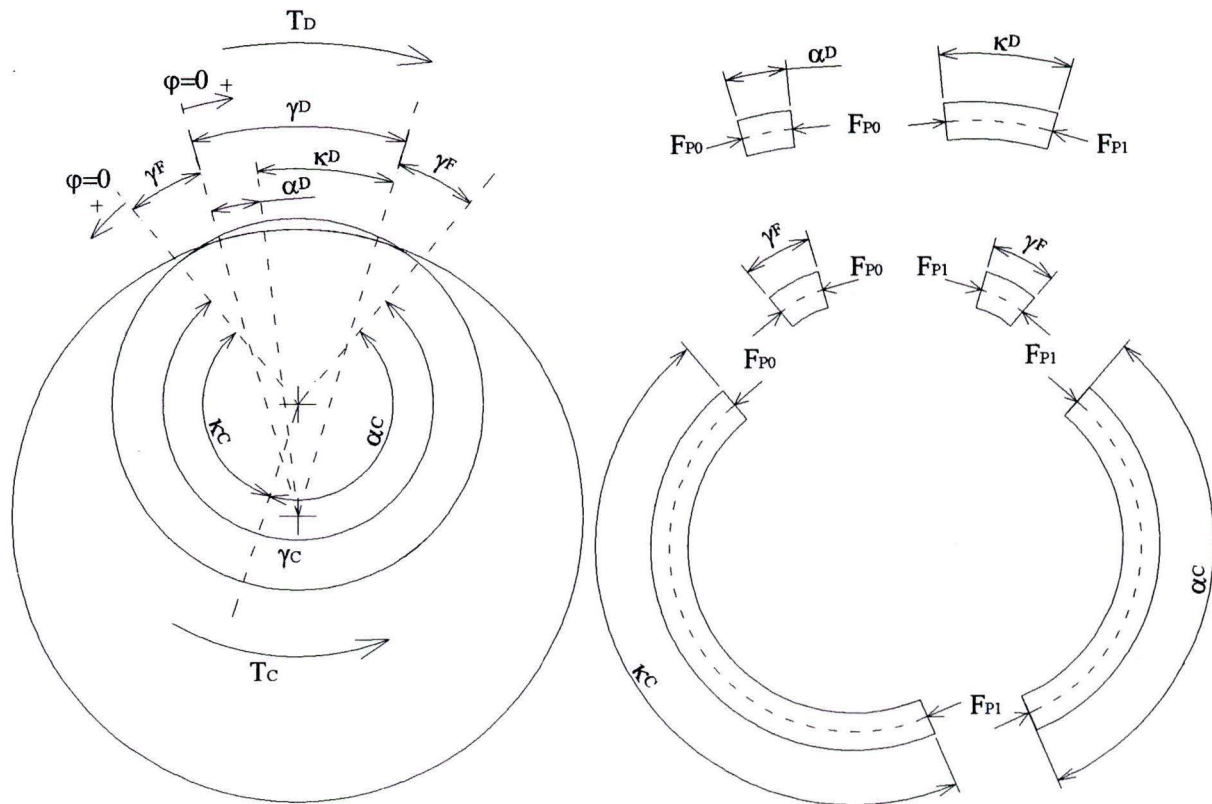
In figuur 2-6a is het neutrale lijnen diagram van een willekeurige duwband weergegeven. Hierin zijn de contacthoek met de conische schijven, γ_D , en met het tussenlichaam, γ_C , en de overgangsgebieden γ_F weergegeven. De beide contacthoeken zijn verdeeld in twee delen, de zogenaamde ‘kruiphoecken’ κ_D en κ_C en de ‘rusthoeken’ α_D en α_C .

We stellen nu dat

- De wrijvingskracht tussen duwband en conische schijven en tussen duwband en tussenlichaam maximaal ($F_W = \mu \cdot F_N$) en tangentiële gericht is in het kruiphoekgedeelte van de totale contacthoek. Hier vindt dus de feitelijke overdracht van koppel door middel van

wrijving plaats en de waarde van F_P verandert. De beide kruiphoeken bevinden zich dus op de slipgrens.

- De wrijvingskracht tussen duwband en conische schijven en tussen duwband en tussenlichaam nul is in het rusthoekdeel van de totale contacthoek. De duwkracht F_P is hier constant.
- De duwkracht in de gebieden waar de duwband geen contact maakt met het tussenlichaam of de conische schijven (de overgangsgebieden γ_F) constant is.



Figuur 6-a: Rust- en kruiphoeken

Figuur 6-b: Verloop van de duwkracht in de band

De onderverdeling in rust- en kruiphoek en ligging ervan wordt nader verklaard in hoofdstuk 4. Hier wordt tevens verklaard waarom in de kruiphoek $F_W = \mu \cdot F_N$ geldt en in de rusthoek $F_W = 0$. Het verloop van de duwkracht F_P in de band kan dan weergegeven worden zoals in figuur 2-6b. Onder invloed van het (aandrijf)koppel T_D werkzaam op de conische schijven en het (last)koppel T_C werkzaam op het tussenlichaam neemt de duwkracht gedurende boog κ^D toe van F_{P0} naar de maximale waarde F_{P1} . De duwband ondervindt weerstand van het lastkoppel, wat resulteert in de opbouw van duwkracht in de band. Op dezelfde wijze neemt de duwkracht gedurende de kruiphoek κ^C weer af tot F_{P0} . In de overige delen van de band is de duwkracht ten behoeve van continuïteit constant.

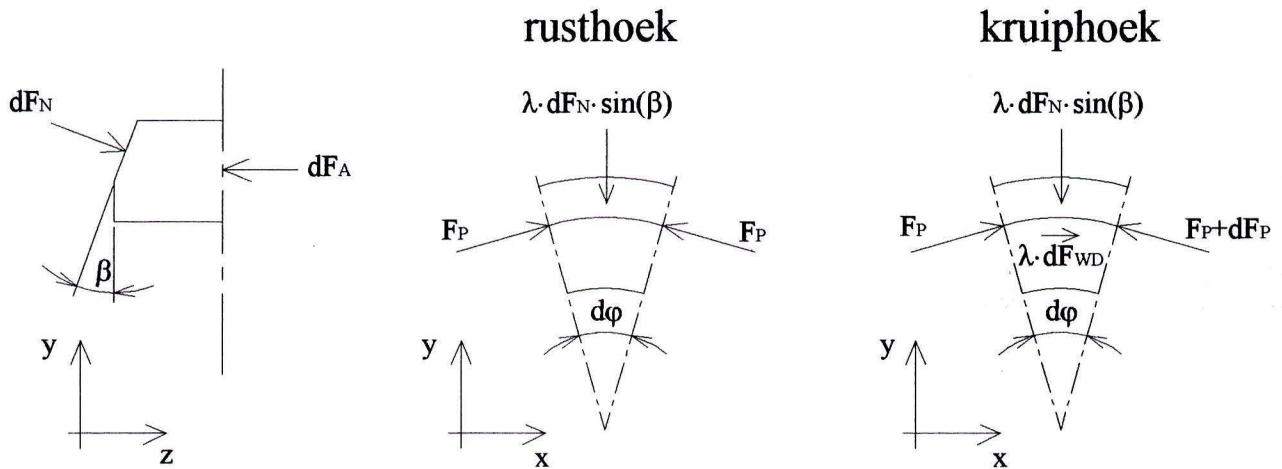
Om het model geschikt te maken voor de beschrijving van zowel de Λ - als de gedeelde duwband wordt daarnaast:

- De wrijvingscoëfficiënt (en dus de wrijvingskracht) in het contact tussen duwband en ondersteuningsvlak bij de gedeelde duwband, μ_{SU} , gelijk aan nul verondersteld.
- Een parameter λ geïntroduceerd. In het geval van een Λ -duwband geldt $\lambda=2$ en bij een gedeelde duwband $\lambda=1$.

De modelvorming vertoont grote overeenkomst met de theorie van Eytelwein-Euler die gebruikt wordt bij de beschrijving van (V-)riemoverbrengingen [15] en modellen voor de beschrijving van de 'metal-V-belt' [16, 17]. In dit geval wordt deze theorie echter toegepast op de HCVT-duwband.

2.3.2 Contactgebied van de duwband met de conische schijven

De bepaling van de optredende krachten gebeurt aan de hand van het krachtenevenwicht van een oneindig smal partje $d\varphi$ dat uit de duwband wordt 'gesneden' (figuur 2-7).



Figuur 2-7: Krachten op partje $d\varphi$ in het contact van de duwband met de conische schijf

◆ Rusthoek α_D

De duwkracht $F_P(\varphi)$ is hier constant en gelijk aan F_{P0} ,

$$F_P(\varphi) = F_{P0} \quad \text{voor} \quad 0 \leq \varphi \leq \alpha_D \quad (2.18)$$

Voor het krachtenevenwicht op het partje $d\varphi$ geldt in

$$y\text{-richting: } -\lambda \cdot dF_N \cdot \sin \beta + F_P \cdot d\varphi = 0 \quad (2.19)$$

$$z\text{-richting: } dF_N \cdot \cos \beta - dF_A = 0 \quad (2.20)$$

Met behulp van vergelijking (2.18) - (2.20) zijn door integratie het gedeelte van de totale axiale kracht ('knijpkracht') en normaalkracht werkzaam op de rusthoek te bepalen.

$$F_{N\alpha} = \int_0^{\alpha_D} \frac{dF_N}{d\varphi} d\varphi = \int_0^{\alpha_D} \frac{F_{P0} \cdot \csc(\beta)}{\lambda} d\varphi = \frac{\alpha_D \cdot F_{P0} \cdot \csc(\beta)}{\lambda} \quad (2.21)$$

$$F_{A\alpha} = \int_0^{\alpha_D} \frac{dF_A}{d\varphi} d\varphi = \int_0^{\alpha_D} \frac{F_{P0} \cdot \cot(\beta)}{\lambda} d\varphi = \frac{\alpha_D \cdot F_{P0} \cdot \cot(\beta)}{\lambda} \quad (2.22)$$

◆ Kruiphoek κ_D

Met behulp van figuur 2-7 zijn de krachterevenwichten in x-, y- en z-richting op te stellen.

$$\text{x-richting: } -dF_p + \lambda \cdot dF_{WD} = 0 \quad (2.23)$$

$$\text{y-richting: } -\lambda \cdot dF_N \cdot \sin \beta + F_p \cdot d\varphi = 0 \quad (2.24)$$

$$\text{z-richting: } dF_N \cdot \cos \beta - dF_A = 0 \quad (2.25)$$

De wrijvingskracht wordt maximaal verondersteld en is dus gelijk aan

$$dF_{WD} = \mu_D \cdot dF_N \quad (2.26)$$

Met (2.23), (2.24) en (2.26) is dan vergelijking (2.27) af te leiden:

$$\frac{dF_p}{d\varphi} \sin(\beta) - \mu_D \cdot F_p(\varphi) = 0 \quad (2.27)$$

Oplossen van deze differentiaalvergelijking voor F_p in φ met de randvoorwaarde $F_p(\varphi=\alpha_D)=F_{P0}$ levert

$$F_p(\varphi) = F_{P0} \cdot e^{\frac{\mu_D \cdot (\varphi - \alpha_D)}{\sin(\beta)}} \quad \text{voor } \alpha_D \leq \varphi \leq \gamma_D \quad (2.28)$$

Hiermee is het verloop van de duwkracht over de kruiphoeck te bepalen. Ook zijn de gedeelten van de totale normaal- en axiale kracht werkzaam op de kruiphoeck af te leiden met de zojuist gevonden vergelijking (2.28) en (2.24) en (2.25).

$$F_{N\kappa} = \int_{\alpha_D}^{\gamma_D} \frac{dF_N}{d\varphi} d\varphi = \frac{-1 + e^{\mu_D \cdot \csc(\beta) \cdot (\gamma_D - \alpha_D)} \cdot F_{P0}}{\lambda \cdot \mu_D} \quad (2.29)$$

$$F_{A\kappa} = \int_{\alpha_D}^{\gamma_D} \frac{dF_A}{d\varphi} d\varphi = \frac{(-1 + e^{\mu_D \cdot \csc(\beta) \cdot (\gamma_D - \alpha_D)} \cdot F_{P0} \cdot \cos(\beta))}{\lambda \cdot \mu_D} \quad (2.30)$$

Tenslotte dient er ook een momentenevenwicht te gelden: de wrijvingskracht F_{WD} in tangentiële richting die zich bevindt op een afstand r_D maakt evenwicht met het koppel dat werkzaam is op de as waarop zich de conische schijven bevinden.

$$\frac{T_D}{r_D} = \int_{\alpha_D}^{\gamma_D} \lambda \cdot \mu_D \cdot \frac{dF_N}{d\varphi} d\varphi = (-1 + e^{\mu_D \cdot \csc(\beta) \cdot (\gamma_D - \alpha_D)}) \cdot F_{P0} \quad (2.31)$$

2.3.3 Contactgebied van de duwband met het tussenlichaam

Wederom wordt het krachterspel beschreven aan de hand van een beschouwing van een oneindig smal partje $d\varphi$ uit de rust- en kruiphoeck van de duwband in het contact met het tussenlichaam (figuur 2-8).

◆ Rusthoek α_C

De duwkracht F_p is constant en gelijk aan

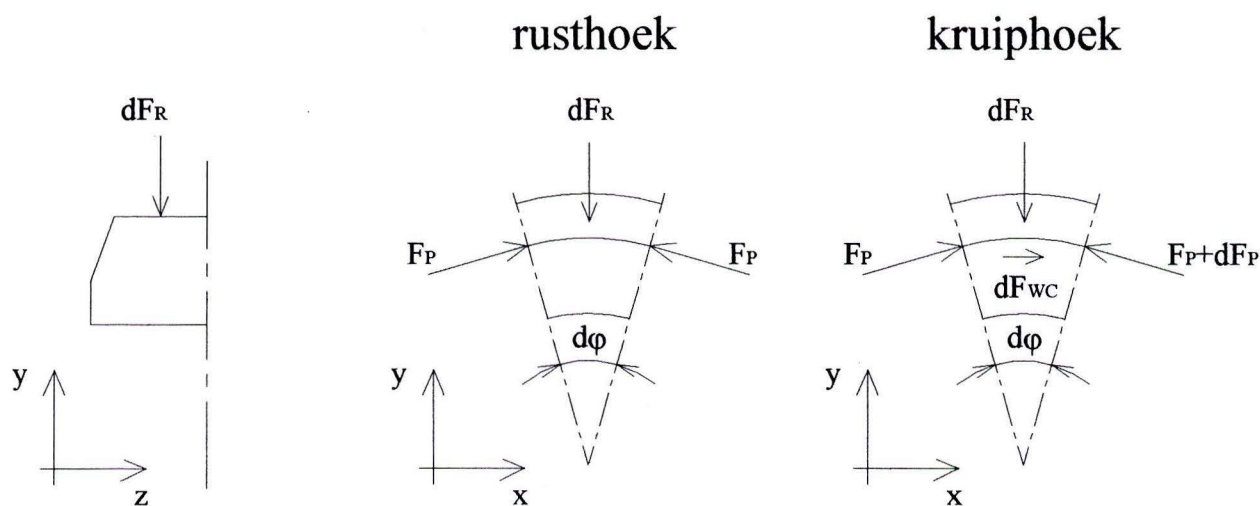
$$F_P(\varphi) = F_{P1} \quad \text{voor} \quad \kappa_C \leq \varphi \leq \gamma_C \quad (2.32)$$

Er zijn geen (relevante) krachten in x- en z-richting zodat alleen het krachterevenwicht in y-richting opgesteld hoeft te worden.

$$\text{y-richting: } -dF_R + F_{P1} \cdot d\varphi = 0 \quad (2.33)$$

Met vergelijking (2.32), (2.33) en (2.39) is door integratie het gedeelte van de totale normaalkracht tussen duwband en tussenlichaam werkzaam op de rusthoek te vinden.

$$F_{R\alpha} = \int_{\kappa_C}^{\gamma_C} \frac{dF_R}{d\varphi} d\varphi = (\gamma_C - \kappa_C) \cdot F_{P1} = e^{\kappa_C \cdot \mu_C} \cdot (\gamma_C - \kappa_C) \cdot F_{P0} \quad (2.34)$$



Figuur 2-8: Krachten op partje $d\varphi$ in het contact van de duwband met het tussenlichaam

◆ Kruiphoek κ_C

De evenwichtsvergelijkingen zijn met behulp van figuur 2-8

$$\text{x: } -dF_P + dF_{WC} = 0 \quad (2.35)$$

$$\text{y: } -dF_R + F_P \cdot d\varphi = 0 \quad (2.36)$$

De wrijvingskracht is gelijk aan zijn maximale waarde, dus

$$dF_{WC} = \mu_C \cdot dF_R \quad (2.37)$$

Met vergelijking (2.35), (2.36) en (2.37) volgt opnieuw een differentiaalvergelijking voor F_P

$$\frac{dF_P}{d\varphi} - \mu_C \cdot F_P(\varphi) = 0 \quad (2.38)$$

Oplossen van (2.38) met de randvoorwaarde $F_P(\varphi=0)=F_{P0}$ geeft

$$F_P(\varphi) = F_{P_0} \cdot e^{\mu_C \cdot \varphi} \quad \text{voor } 0 \leq \varphi \leq \kappa_C \quad (2.39)$$

Door substitutie van (2.39) in (2.36) is het gedeelte van de totale normaalkracht tussen duwband en tussenlichaam op de kruiphoek te bepalen.

$$F_{R\kappa} = \int_0^{\kappa_C} \frac{dF_R}{d\varphi} d\varphi = \frac{(-1 + e^{\mu_C \cdot \kappa_C}) \cdot F_{P_0}}{\mu_C} \quad (2.40)$$

Eveneens geldt een momentenevenwicht van de tangentiële wrijvingskracht op afstand r_C en het koppel T_C op de as waarop zich het tussenlichaam bevindt.

$$\frac{T_C}{r_C} = \int_0^{\kappa_C} \mu_C \cdot \frac{dF_R}{d\varphi} d\varphi = (-1 + e^{\mu_C \cdot \kappa_C}) \cdot F_{P_0} \quad (2.41)$$

2.3.4 Bepaling van de slipgrens

Het overbrengen van koppel door middel van wrijving leidt tot een verandering van de duwkracht in de band. Deze verandering $F_{P_1} - F_{P_0}$ is gelijk aan de totale wrijvingskracht die werkzaam is in het desbetreffende contactgebied. De toename van de duwkracht wordt beschreven door vergelijking (2.28) en (2.39). De e-machttermen uit deze twee vergelijkingen zijn een maat voor de maximale toename van de duwkracht en dus voor de maximaal aanwezige wrijvingskracht.

Door het toepassen van $\alpha_D=0$, $\varphi=\gamma_D$ in (2.28) en $\alpha_C=0$, $\varphi=\gamma_C$ in (2.39) kunnen deze e-machttermen geschreven worden als

$$m_D = e^{\frac{\mu_D \gamma_D}{\sin(\beta)}} \quad (2.42)$$

$$m_C = e^{\mu_C \gamma_C} \quad (2.43)$$

De kleinste van deze twee bepaalt in welk contact het eerst slip zal optreden. Als het contact waar het eerst slip optreedt bekend is, geldt dat in dit contact dat de kruiphoek $\alpha=0$. Aangezien voor continuïteit van F_{P_0} moet gelden

$$e^{(-\alpha_C + \gamma_C) \mu_C} = e^{\frac{(-\alpha_D + \gamma_D) \mu_D}{\sin(\beta)}} \quad (2.44)$$

is dan ook de rusthoek (en daarmee de kruiphoek) in het andere contact te bepalen.

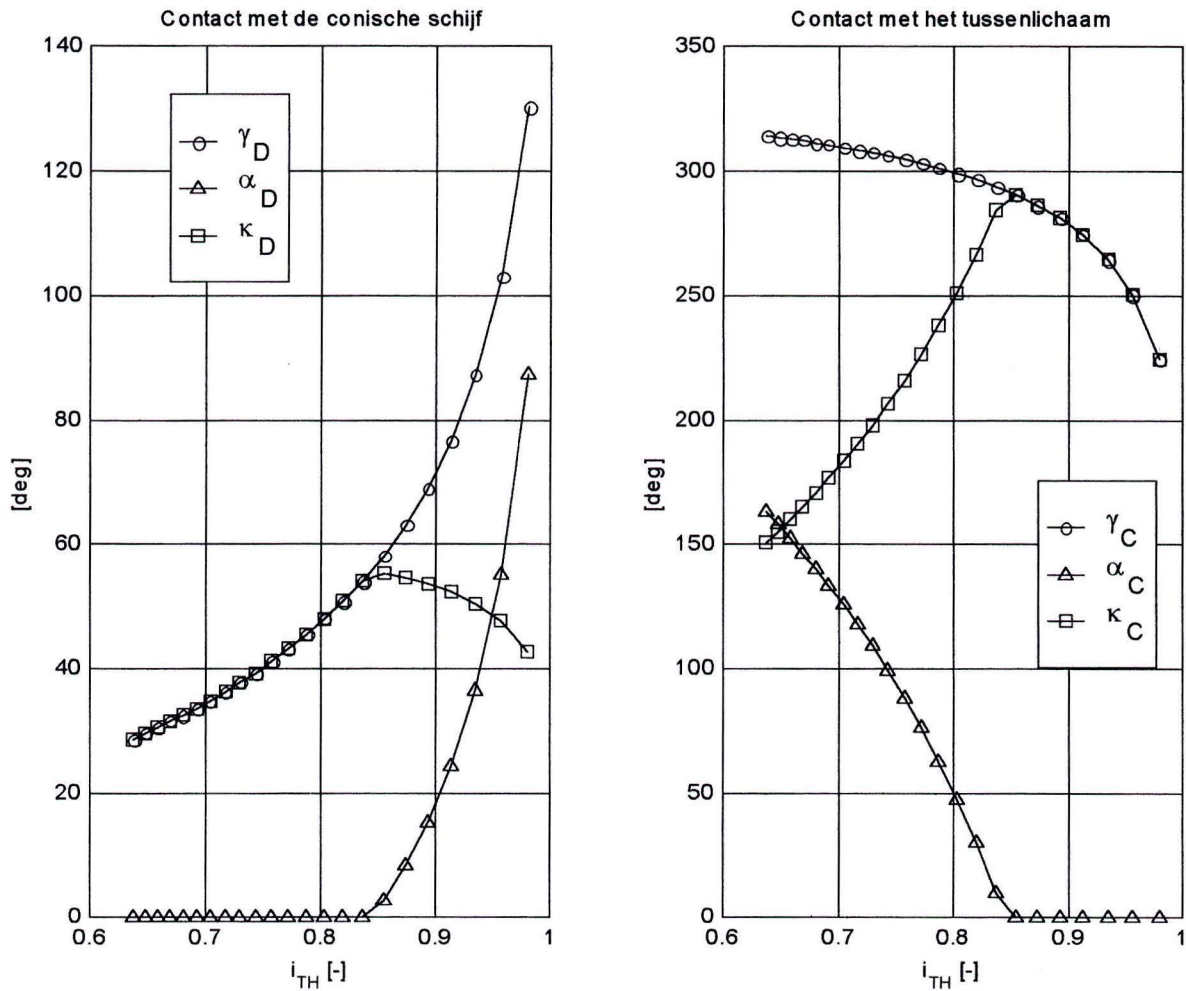
Voor $m_D \leq m_C$ geldt met behulp van (2.44) en $\alpha_D=0$

$$\alpha_C = \frac{\gamma_D \cdot \mu_D \cdot \csc(\beta) + \log[e^{-\gamma_C \cdot \mu_C}]}{\mu_C} \quad (2.45)$$

Voor $m_C \leq m_D$ idem met $\alpha_C=0$

$$\alpha_D = \frac{(\gamma_C \cdot \mu_C + \log[e^{-\gamma_D \cdot \mu_D \cdot \csc(\beta)}]) \cdot \sin(\beta)}{\mu_D} \quad (2.46)$$

Met behulp van de in paragraaf 2.2.3 afgeleide relaties voor de contacthoeken en overbrengverhouding zijn de grootte van rust- en kruiphoek per contacthoek nu weer te geven als functie van i_{TH} . In figuur 2-9 is aangenomen dat $\mu_D = \mu_C = 0.12$, $\beta = 11^\circ$ en $\tilde{z}_{max} = 0.03$.



Figuur 2-9: Contact-, rust- en kruiphoek per contact

Voor overbrengverhoudingen $i_{TH} > 0.85$ is de rusthoek van het tussenlichaam gelijk aan nul. Dit betekent dat de slijpgrens bepaald wordt door het contact met het tussenlichaam. Indien de vergelijking getrokken wordt met een riemoverbrenging wordt de slijpgrens voor $i_{TH} > 0.85$ bepaald door het 'vlakke-riem'-contact met het tussenlichaam. Voor $i_{TH} < 0.85$ door het 'V-snaar'-contact met de schijf. Dit ten gevolge van het afnemen van contacthoek γ_D met de conische schijf en de toename van contacthoek γ_C met het tussenlichaam. In hoeverre dit invloed heeft op de optredende krachten komt ter sprake in de volgende paragraaf.

2.3.5 Optredende krachten

Om een zo algemeen mogelijke beschrijving te verkrijgen wordt opnieuw gebruik gemaakt van dimensieloze grootheden. Op deze wijze zijn de resultaten geldig voor systemen van willekeurige afmeting en koppel.

Met behulp van vergelijking (2.31) is een dimensieloze groep te bepalen voor de verhouding tussen de minimale duwkracht F_{P0} en het koppel T werkzaam op straal r .

$$\left[\frac{F_{P0}}{T/r} \right] = \frac{1}{(-1 + e^{\mu_D \cdot \csc(\beta) \cdot (\gamma_D - \alpha_D)})} \quad (2.47)$$

Uitgaande van de kinematische relaties uit paragraaf 2.2 geldt bij een verliesvrije koppeloverdracht voor T/r :

$$\frac{T}{r} = \frac{T_D}{r_D} = \frac{T_C}{r_C} \quad (2.48)$$

De verhouding tussen de maximale en minimale waarde van de duwkracht volgt uit (2.28) en luidt

$$\left[\frac{F_{P1}}{F_{P0}} \right] = e^{\frac{\mu_D \cdot (\gamma_D - \alpha_D)}{\sin(\beta)}} \quad (2.49)$$

Eveneens zijn dimensieloze groepen te bepalen voor de totale waarden van de krachten $F_A = F_{A\alpha} + F_{A\kappa}$, $F_N = F_{N\alpha} + F_{N\kappa}$ en $F_R = F_{R\alpha} + F_{R\kappa}$. F_A is gelijk aan de knijpkracht F_K .

$$\left[\frac{F_A}{F_{P0}} \right] = \frac{\cot(\beta) \cdot ((-1 + e^{\mu_D \cdot \csc(\beta) \cdot (\gamma_D - \alpha_D)}) \cdot \sin(\beta) + \mu_D \cdot \alpha_D)}{\lambda \cdot \mu_D} \quad (2.50)$$

$$\left[\frac{F_N}{F_{P0}} \right] = \frac{-1 + e^{\mu_D \cdot \csc(\beta) \cdot (\gamma_D - \alpha_D)} + \mu_D \cdot \alpha_D \cdot \csc(\beta)}{\lambda \cdot \mu_D} \quad (2.51)$$

$$\left[\frac{F_R}{F_{P0}} \right] = \frac{-1 + e^{\mu_C \cdot \kappa_C} \cdot (1 - \mu_C \cdot \kappa_C + \mu_C \cdot \gamma_C)}{\mu_C} \quad (2.52)$$

Net zoals in (2.47) is het interessanter om in plaats van de verhouding tot F_{P0} de verhouding tot T/r te weten, aangezien T/r de grootte van het koppel en afmeting van het systeem bevat. Het is eenvoudig in te zien dat dit bereikt kan worden door vermenigvuldiging van (2.49)-(2.52) met (2.47), namelijk:

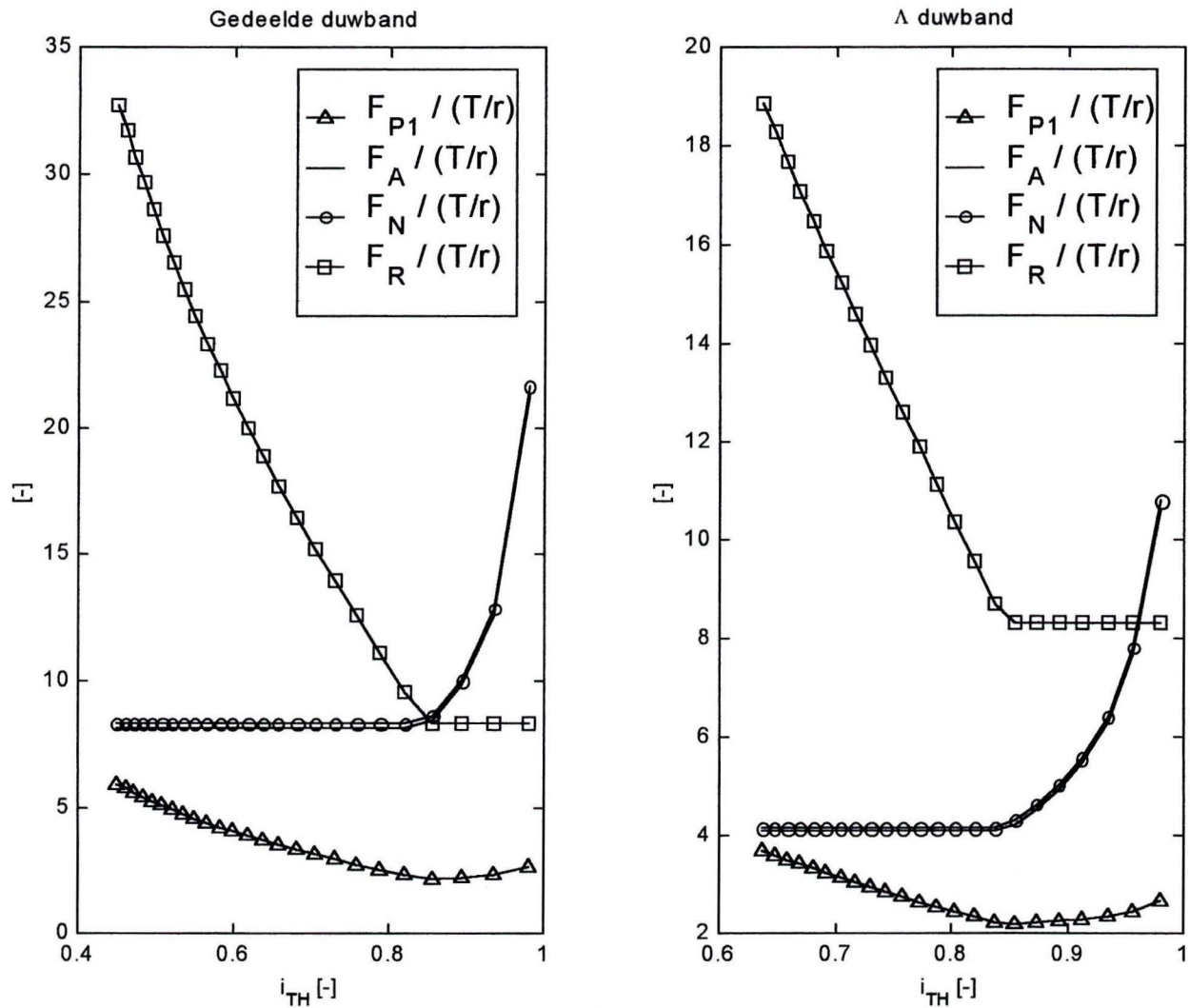
$$\left[\frac{F_{P1}}{T/r} \right] = \left[\frac{F_{P1}}{F_{P0}} \right] \cdot \left[\frac{F_{P0}}{T/r} \right] \quad (2.53)$$

$$\left[\frac{F_A}{T/r} \right] = \left[\frac{F_A}{F_{P0}} \right] \cdot \left[\frac{F_{P0}}{T/r} \right] \quad (2.54)$$

$$\left[\frac{F_N}{T/r} \right] = \left[\frac{F_N}{F_{P0}} \right] \cdot \left[\frac{F_{P0}}{T/r} \right] \quad (2.55)$$

$$\begin{bmatrix} F_R \\ T/r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_R \\ F_{P0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{P0} \\ T/r \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

Ten eerste wordt het verloop van krachten bepaald voor een Λ -HCVT ($\lambda=2$) en een gedeelde duwband HCVT ($\lambda=1$). Daarbij is opnieuw gebruik gemaakt van $\mu_D=\mu_C=0.12$, $\beta=11^\circ$ en $\tilde{z}_{\max}=0.03$ (zoals in figuur 2-9). Voor de gedeelde duwband worden de posities $0.05 < \tilde{s} < 1.25$ bekeken. Overeenkomstig het beperkte regelbereik van de Λ -HCVT geldt hier $0.05 < \tilde{s} < 0.6$.

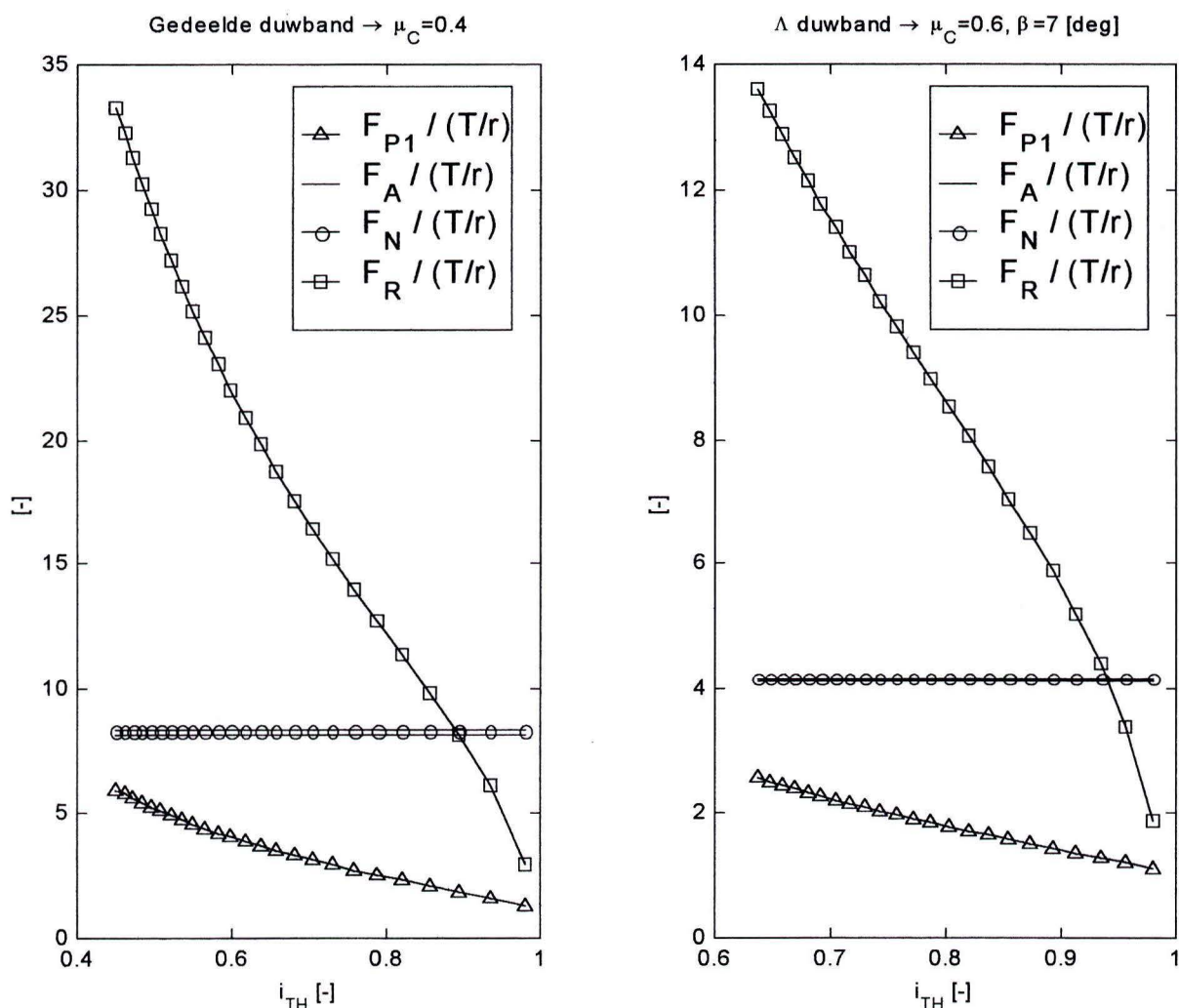


Figuur 2-10: Dimensieloze krachtgroepen

Uit figuur 2-10 is op te maken dat de knijpkracht en duwkracht voor $i_{TH} > 0.85$ groter zijn dan op basis van het conisch contact met de schijf verwacht wordt. De oorzaak hiervan is dat de slijpgrens door het contact van de duwband met het tussenlichaam bepaald wordt. Om hier voldoende normaalkracht F_R voor de overdracht van koppel te verkrijgen moet de duwkracht in de band verhoogd worden door extra knijpkracht toe te dienen. Daarnaast zijn de knijpkracht en de normaalkracht in het contact van de duwband met de conische schijf (F_K en F_N) bij de Λ -duwband tweemaal zo klein als bij de gedeelde duwband. De maximale waarde van de duwkracht neemt voor kleinere overbrengverhoudingen i_{TH} toe. Dit is te verklaren door de afname van de contacthoek γ_D . De maximale waarde van de duwkracht is in dit geval 2 à 4 maal de waarde van T/r .

Een gunstiger krachtenverloop wordt verkregen als het contact van de duwband met het tussenlichaam niet langer de slipgrens bepaalt. Het voorkomen van het feit dat het contact met het tussenlichaam de slipgrens bepaald, zou kunnen geschieden door het verhogen van de wrijvingscoëfficiënt μ_C . Een veel eenvoudiger en effectievere wijze is echter het aanbrengen van een conushoek op het tussenlichaam en de duwband. Daarnaast leidt een verkleining van de conushoek β van de schijf tot kleinere waarden van $F_{P1} / (T/r)$. De radiale component van F_N ($F_N \sin \beta$), die mede verantwoordelijk is voor de hoeveelheid duwkracht die in de band, is in dat geval immers kleiner. In hoofdstuk 4 wordt ingegaan op de minimaal benodigde conushoek β in verband met zelflossendheid van de duwband.

Ter illustratie van het bovenstaande zijn in figuur 2-11 de dimensieloze krachtgroepen uitgezet voor twee situaties. De eerste is een gedeelde duwband waarin de wrijvingscoëfficiënt μ_C in vergelijking met figuur 2-10 is verhoogd tot $\mu_C=0.4$ (of: een gedeelde duwband voorzien van een conushoek $\beta = \arcsin\left(\frac{0.12}{0.4}\right) \approx 17.5[\text{deg}]$). In de tweede situatie wordt de Λ -duwband uit figuur 2-10 beschouwd met $\beta=7^\circ$ en $\mu_C=0.6$.



Figuur 2-11: Dimesieloze krachtgroepen voor 'verbeterde' duwbanden

Zoals uit figuur 2-11 blijkt leidt de verhoging van μ_C inderdaad tot een gunstiger verloop van F_A en F_N en van de maximale duwkracht F_{P1} . De verkleining van de conushoek resulteert zoals verwacht in een verdere verlaging van de maximale duwkracht.

2.4 Λ -duwband HCVT versus gedeelde duwband HCVT

Aan de hand van de tot nu toe behandelde aspecten worden de twee duwbandprincipes met elkaar vergeleken. De voordelen van het ene systeem ten opzichte van het andere worden voorafgegaan door een '+', de nadelen door een '-'.

Overbrengverhouding en regelbereik

- Λ Indien de twee conische schijven direct gekoppeld worden houdt dit in dat de overbrengverhouding en daarmee het regelbereik beperkt wordt door de constructie.
- +Gedeelde De overbrengverhouding (en daarmee het regelbereik) is in principe onbegrensd.

Axiale belasting

- + Λ In het geval van directe koppeling van de conische schijven ondervinden de lagers geen axiale belasting.
- Gedeelde De lagering dient de axiale knijpkracht op te vangen. De axiale- en normaal kracht tussen duwband en schijf is tweemaal zo hoog als bij een Λ -HCVT bij hetzelfde koppel, duwbandafmeting en omstandigheden. In het (slippende) contact van de duwband met het ondersteuningsvlak bevindt zich een kracht ter grootte van de knijpkracht.

Rendement en slijtage

- + Λ Er is geen kinematisch bepaalde slip: het te verwachten rendement is hoog.
- Gedeelde De kinematisch bepaalde slip tussen duwband en ondersteuningsvlak is verantwoordelijk voor rendementsverlies en slijtage.

Breedte van de duwband (axiale richting)

- + Λ De breedte van de duwband is in principe onbeperkt (maar wordt in de praktijk beperkt door knikgrens van de duwband)
- Gedeelde De breedte van de duwband is wellicht beperkt ten gevolge van de enkelzijdige krachtafname en het gevaar op scheefstelling van de duwband in omtreksrichting.

Verplaatsing van de conische schijven

- Λ Naast de minimale verplaatsing van de schijven als gevolg van het aanbrengen van de knijpkracht is een veel grotere verplaatsing noodzakelijk bij verandering van de overbrengverhouding.
- +Gedeelde De conische schijven staan - uitgezonderd de verplaatsing ten behoeve van de knijpkracht - op een vaste positie.

Samenvattend kan geconcludeerd worden dat het Λ -systeem voordelen biedt ten aanzien van de duwbandconstructie en de daarmee samenhangende maximale belastbaarheid. Daarnaast is het te verwachten rendement hoger en de slijtage kleiner.

Het gedeelde duwband systeem is duidelijk in het voordeel wat constructie aangaat. Er is slechts een minimale verplaatsing van de schijven benodigd en de overbrengverhouding wordt in principe niet beperkt door de constructie. Aangezien er op voorhand geen duidelijke voorkeur is voor de Λ - of gedeelde duwband HCVT en ook beide systemen interessant kunnen zijn in een eventueel vervolgtraject is besloten beide systemen naast elkaar te ontwikkelen. Bovendien zijn de resultaten die volgen uit het onderzoek naar de Λ -HCVT ook bruikbaar bij de ontwikkeling van de gedeelde duwband HCVT en omgekeerd.

3 KINEMATISCH GEDRAG VAN DE DUWBAND

3.1 Constructie van de duwband

Het meest belangrijke onderdeel van de HCVT is ongetwijfeld de duwband. De belangrijkste kenmerken en eigenschappen van de duwband zijn reeds gedurende de beschrijving van het werkingsprincipe aan de orde gekomen.

Ten eerste wordt de duwband bij de beschrijving van de globale kinematische relaties en de bepaling van optredende krachten geacht in staat te zijn de vorm van zijn contactpartner aan te nemen. Hierdoor ontstaat in plaats van een enkel geconcentreerd contact, een groter gebied waar contact is tussen de duwband en conische schijven en tussen duwband en het tussenlichaam. Daarnaast is er op deze wijze geen kinematisch bepaalde slip in het gebied waar de duwband in contact is met de conische schijven en het tussenlichaam.

De HCVT is een wrijvingsoverbrenging en voor de overdracht van koppel is een tenminste met de wrijvingskracht evenredig grote normaalkracht in het wrijvingscontact noodzakelijk. Eenvoudig gesteld is door vergroting van het contactoppervlak een hogere normaalkracht toelaatbaar en kan in principe meer koppel worden overgebracht. Een eerste belangrijke eigenschap van de duwband is dus de 'vormflexibiliteit'.

De overdracht van koppel en het aanbrenge van de benodigde normaalkracht middels de knijpkracht gaat daarnaast gepaard met een opbouw van duwkracht in omtreksrichting van de band. De duwband dient daarom voldoende stijfheid te bezitten om een overmatige of ongecontroleerde vervorming ten gevolge van de op de duwband werkzame krachten in axiale, radiale en tangentiële richting uit te sluiten.

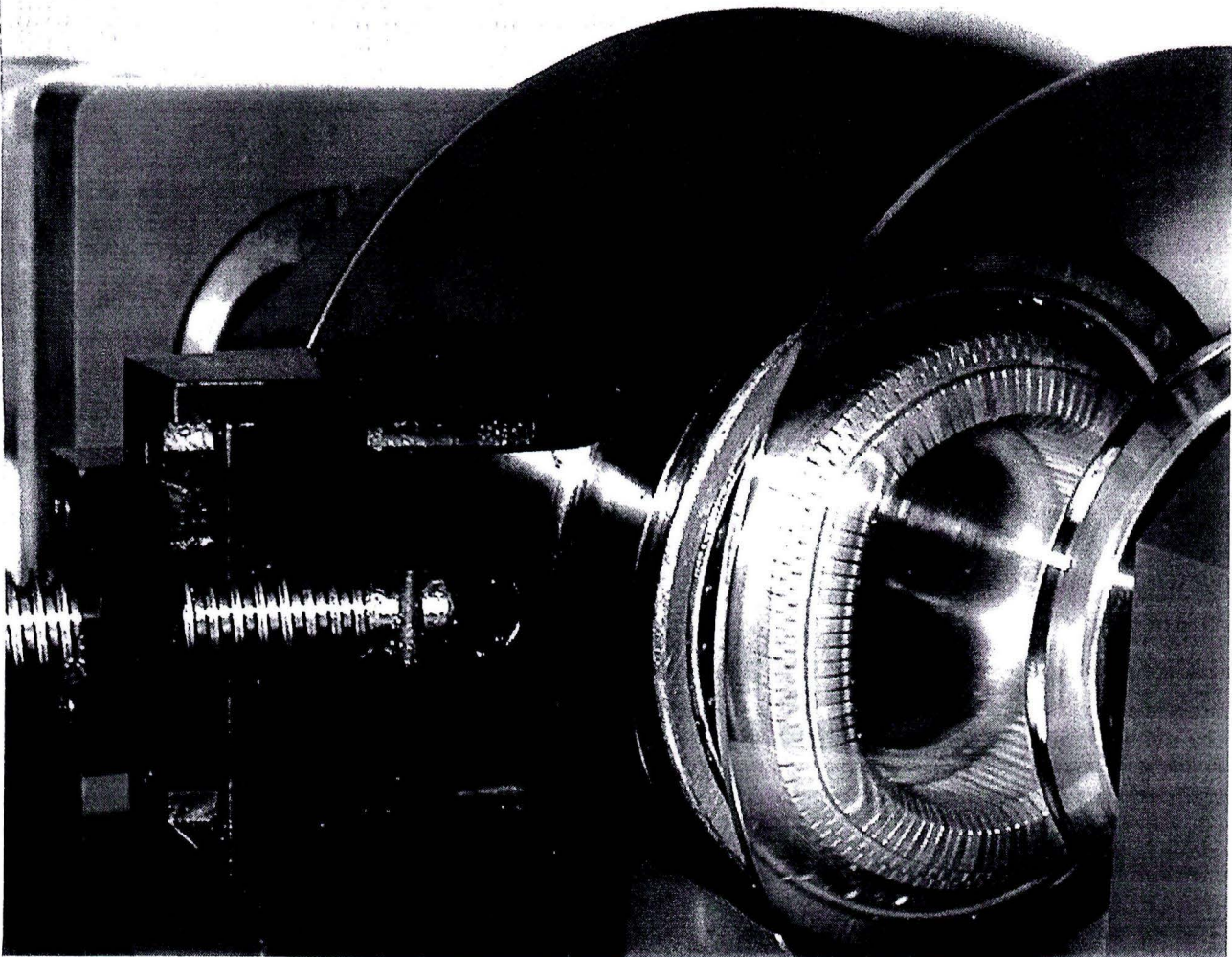
Een tweede belangrijke eigenschap voor een correct functioneren is dus in feite een voldoende 'vormvastheid'. Op het eerste gezicht lijken dit twee onverenigbare eigenschappen. Wordt de duwband geconstrueerd uit een massieve stijve ring om voldoende stijfheid te bieden dan zal de 'vormflexibiliteit' ontoereikend zijn om een groter contactgebied te verkrijgen. De belasting bevindt zich dan in een enkel geconcentreerd contact wat leidt tot de beperking van het door te leiden koppel.

Wordt daarentegen een duwband geconstrueerd uit een materiaal met lagere stijfheid dan zal 'vormflexibiliteit' toereikend zijn. De 'vormvastheid' eigenschap komt dan in het geding door overmatige vervormingen van de duwband.

Om zowel aan de 'vormvastheid' als aan de 'vormflexibiliteit' eis te voldoen wordt de duwband samengesteld uit losse elementen met hoge stijfheid en drukvastheid. Deze elementen worden in het vervolg aangeduid met 'duwschakels' of 'schakels'. De geometrie van deze schakels is zodanig, dat door een onderlinge positieverandering de schakels gezamenlijk in staat zijn de vorm van een contactpartner aan te nemen, zonder hierbij als geheel aan stijfheid te verliezen. Figuur 3-1 is een afbeelding van een gedeelde duwband bestaande uit losse duwschakels.

De positieverandering van schakels onderling wordt gerealiseerd door een rollende beweging in het contact tussen twee opeenvolgende duwschakels. Onder goede condities kan op deze wijze een nagenoeg verlies- en slijtagevrije beweging verkregen worden.

In de VDT-band wordt het principe van losse schakelementen, weliswaar op een compleet andere wijze, ook succesvol toegepast. Ook de BANDO AVANCE (drooglopende trekband) [18], waar losse elementen zijn ingegoten in een frictiemateriaal werkt op dezelfde wijze. De ingegoten (aluminium) elementjes met voldoende stijfheid dienen als 'backing' voor het wrijvingsmateriaal.



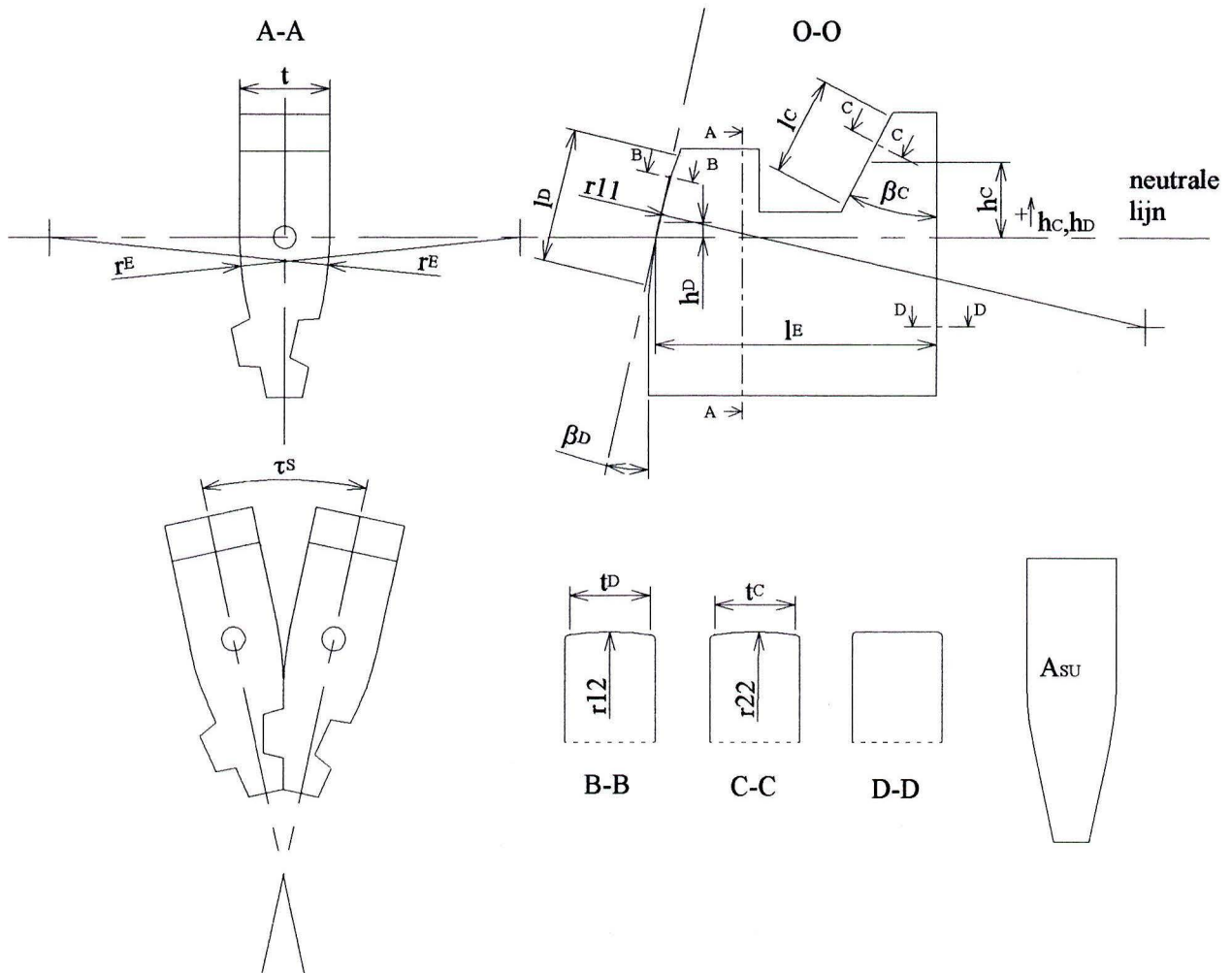
Figuur 3-1: Demonstratiemodel gedeelde duwband HCVT

3.2 Geometrie van de duwchakels

Onderdeel van het overkoepelende HCVT-project is het verrichten van metingen aan een tweetal testconstructies. De ene constructie bevat een gedeelde duwband, de ander een Λ -duwband. Onderstaande definitie van de schakelgeometrieën is conform de geometrie van de duwchakels die toegepast worden in de testconstructies.

3.2.1 Schakelgeometrie gedeelde duwband

Figuur 3.2 is een schematische weergave van de duwchakels van de gedeelde duwband zoals die in de test- en meetfase gebruikt zullen gaan worden.



Figuur 3-2: Geometriedefinitie gedeelde schakel

De zogenaamde 'neutrale lijn' van de schakel bevindt zich ter hoogte van de beginpunten van de rolstralen r_E . Deze neutrale lijn bevindt zich op de symmetrielij van de schakel en is in doorsnede A-A weergegeven als het neutrale punt 'O'. De neutrale lijn en het neutrale punt 'O' bevinden zich dicht bij het punt waar onderling contact is tussen de schakels, en waar dus op basis van het feit dat alle schakels altijd onderling contact maken de omtreksnelheid (vrijwel) constant is.

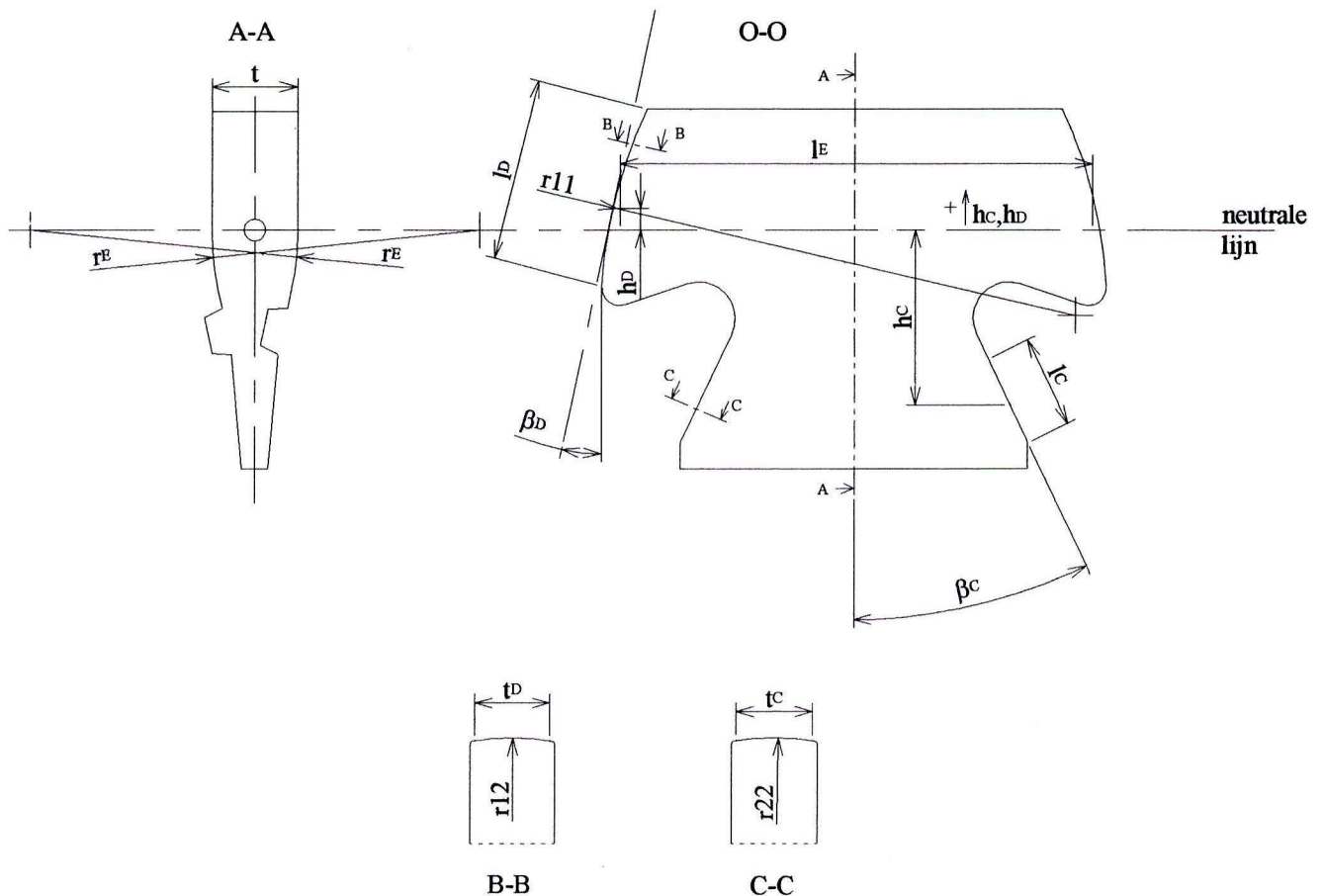
De schakel bevat vier oppervlakken die contact maken met de overige HCVT-componenten:

1. Het contactoppervlak met de conische schijf. Dit vlak maakt een hoek β_D gelijk aan de conushoek van de schijven. Het oppervlak is tweezijdig gewelfd. In hoofdkrommingsvlak 1 bevindt zich een straal gelijk aan r_{11} (O-O) in hoofdkrommingsvlak 2 (B-B) een straal gelijk aan r_{12} . De 'effectieve' lengte en breedte van het contactoppervlak zijn respectievelijk l_D en t_D . Met 'effectieve' worden de voor het dragen van de belasting bruikbare afmetingen

bedoeld, dat wil zeggen de afmetingen uitgezonderd kantafrondingen en eventuele onderbrekingen.

2. Het contactoppervlak met het tussenlichaam. Dit maakt een hoek β_C gelijk aan de conushoek van het tussenlichaam. Het oppervlak is in hoofdkrommingsvlak 2 voorzien van een straal r_{22} (C-C). De effectieve afmetingen van het contactoppervlak worden aangeduid met de lengte l_C en breedte t_C .
3. Het gebied waar contact is tussen de schakels onderling. Dit is aan beide zijden voorzien van een straal r_E (A-A). De effectieve lengte van het contact is gelijk aan l_E .
4. Het contactoppervlak met het ondersteuningsvlak van het tussenlichaam. Dit is ongewelfd en heeft een effectief oppervlak gelijk aan A_{SU} (D-D).

3.2.2 Schakelgeometrie Λ -duwband



Figuur 3-3: Geometriedefinitie Λ -schakel

Figuur 3-3 is de schematische weergave van de in de test- en meetfase gebruikte schakel van de Λ -HCVT. Voor de neutrale lijn en het neutrale punt geldt hetzelfde als bij de gedeelde schakel. Er zijn in dit geval drie contactoppervlakken:

1. Het contactoppervlak met de conische schijven (twee per schakel). Dit vlak maakt een hoek β_D gelijk aan de conushoek van de schijven. Het oppervlak is tweezijdig gewelfd. In hoofdkrommingsvlak 1 bevindt zich een straal gelijk aan r_{11} in hoofdkrommingsvlak 2

een straal gelijk aan r_{12} (B-B). De effectieve lengte en breedte van het contactoppervlak zijn respectievelijk l_D en t_D .

2. Het contactoppervlak met het tussenlichaam (twee per schakel). Dit maakt een hoek β_C gelijk aan de conushoek van het tussenlichaam. Het oppervlak is in hoofdkrommingsvlak 2 voorzien van een straal r_{22} (C-C). De effectieve afmetingen van het contactoppervlak worden aangeduid met de lengte l_C en breedte t_C .
3. Het gebied waar schakels onderling contact maken. Dit is aan beide zijden voorzien van een straal r_E (A-A). De effectieve lengte van het contact is gelijk aan l_E .

3.2.3 Toelichting bij de toegepaste geometrie

De hierboven gepresenteerde definitie van schakelgeometrie vertoont een groot aantal overeenkomsten tussen de Λ - en gedeelde schakels.

1. Het contactvlak met het tussenlichaam is in beide gevallen maar in een hoofdkrommingsvlak gewelfd. Het doel hiervan is dat de schakels door het tussenlichaam correct worden gepositioneerd. Dit vereist een nauwkeurige geometrie van het tussenlichaam en de schakels. Aangezien het tussenlichaam een compacte en stijve constructie is, en de contacthoek van de duwband met het tussenlichaam groot is, wordt dit lichaam gebruikt voor de correcte positionering van de duwschakels. In de gedeelde duwband wordt deze positionering bewerkstelligd door het contactoppervlak met het tussenlichaam (2) en het contactoppervlak met het ondersteuningsvlak van het tussenlichaam (4). Bij de Λ -duwband gebeurt dit door middel van de twee contactoppervlakken met het tussenlichaam (2).
2. Het contactoppervlak met de conische schijven (1) is, in tegenstelling tot het contactoppervlak met het tussenlichaam, tweezijdig gewelfd. Ten gevolge van de positionering van de duwschakels door middel van het tussenlichaam kan door het aanbrengen van r_{11} enige scheefstelling opgevangen worden. Deze scheefstelling kan o.a. veroorzaakt worden door uitlijnfouten in de constructie (het niet-parallel zijn van de hartlijnen van conische schijven en tussenlichaam) of door (elastische) vervormingen van schakels en constructieonderdelen (het doorbuigen van assen en schijven). Door het tweezijdig gewelfde contact ontstaat in dit geval niet direct een vervelende contactsituatie.
3. Het oppervlak van de schakel waar contact is tussen schakels onderling is voorzien van een straal r_E . Deze maakt het mogelijk dat de schakels op elkaar af kunnen rollen en zo in staat zijn om gezamenlijk de vorm van de contactpartner aan te nemen. Het gebied waar onderling contact is tussen schakels met straal r_E en lengte l_E wordt in het vervolg aangeduid met 'kantelribbe'.
4. De schakels zijn voorzien van een 'nokje'. De functie van het nokje komt in het vervolg nog uitvoerig aan de orde.
5. In tegenstelling tot de duwbanden uit hoofdstuk 2 zijn de hier gepresenteerde duwbanden voorzien van een conisch contactoppervlak met het (conische) tussenlichaam. Zoals in hoofdstuk 2 duidelijk is geworden leidt een cilindervormig tussenlichaam tot een ongewenste verhoging van de knijpkracht en duwkracht in de duwband. De duwbanden worden daarom zodanig geconstrueerd dat in alle gevallen het contact van de duwband met de conische schijven de slipgrens bepaalt. Dit kan bereikt worden door een juiste keuze van β_C .

Opvallend verschil tussen de gedeelde en Λ -duwschakels is de ligging van het contactoppervlak met het tussenlichaam. In het geval van de gedeelde schakel ligt dit boven of op de neutrale lijn ($h_C \geq 0$) en bij de Λ -schakel onder de neutrale lijn ($h_C < 0$).

In het eerst geval betekent dit dat het tussenlichaam de schakel uitwendig omsluit, in het tweede geval gebeurt dit van binnen uit, dus inwendig. De inwendige omsluiting heeft als consequentie dat de maximale indrukking van de duwband, z_{\max} , in het schakelontwerp verwerkt dient te worden, wat in het algemeen leidt tot een grotere waarde van h_C .

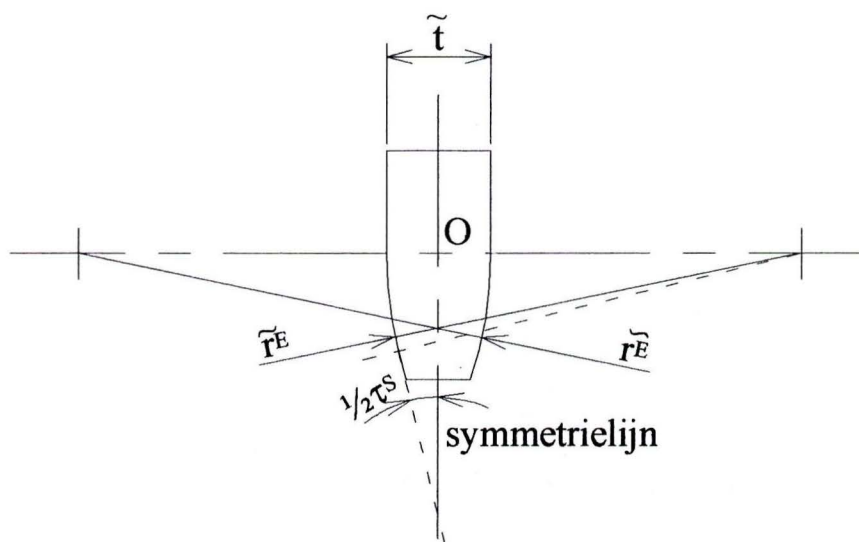
Er wordt gestreefd naar het zo klein mogelijk maken van h_D en h_C . In dat geval liggen de aangrijpingspunten van de (tangentele) wrijvingskrachten met de schijf en het tussenlichaam namelijk op dezelfde hoogte als het aangrijpingspunt van de duwkracht op de schakels. Indien dit niet het geval is ontstaat er een extra buigend moment op de schakel wat wellicht nadelig is voor het correct functioneren van de duwband en de spanningstoestand in de schakels. De uitwendige omsluiting geniet wat dit aangaat dus de voorkeur. Aangezien door de inwendige omsluiting in het geval van de Λ -duwband HCVT een compactere constructie verkregen kan worden is hier gekozen voor deze uitvoering.

De ligging van het contactoppervlak met de conische schijf ten opzichte van de neutrale lijn (h_D) geeft minder problemen. Met figuur 3-2 en 3-3 is eenvoudig in te zien dat h_D in principe nagenoeg gelijk aan nul kan worden gekozen.

3.3 Schakelmodel

3.3.1 Vereenvoudigde schakelgeometrie

Voor de beschouwing van het kinematisch gedrag van de duwband en afzonderlijke schakels wordt gebruik gemaakt van een sterk vereenvoudigde weergave van de doorsneden A-A van de schakels in figuur 3-2 en 3-3.



Figuur 3-4: Vereenvoudigde schakelgeometrie

Om aan te sluiten bij de dimensieloze beschrijving uit hoofdstuk 2 en het dimensieloze neutrale lijnen diagram is de gemodelleerde schakelgeometrie ook dimensieloos gemaakt met behulp van r_C .

$$\tilde{t} = \frac{t}{r_C} \quad (3.1)$$

$$\tilde{r}_E = \frac{r_E}{r_C} \quad (3.2)$$

$$\rho = \frac{r_E}{t} = \frac{\tilde{r}_E}{\tilde{t}} \quad (3.3)$$

\tilde{t} en \tilde{r}_E zijn de dimensieloze schakeldikte en rolstraal; ρ is de verhouding tussen de (dimensieloze) rolstraal en (dimensieloze) schakeldikte. Het neutrale punt O van een schakel bevindt zich op de symmetrielijns van de schakel ter hoogte van de beginpunten van de beide rolstralen. De middelpunten van de beide rolstralen met straal \tilde{r}_E bevinden zich op een lijn door het neutrale punt O en loodrecht op de symmetrielijns. De maximale hoek die de schakels onderling door afrollen kunnen maken is gelijk aan τ_s . Dit is de 'sluithoek' van de schakels.

De schakels zijn zodanig geconstrueerd dat er bij een onderlinge hoek van τ_s een (zelflossende) vormgesloten verbinding bestaat tussen twee schakels. Deze verbinding is het in de gemodelleerde schakelgeometrie niet afgebeelde nokje (zie figuur 3-2). Dit betekent dat bij een onderlinge hoek van τ_s geen onderlinge verschuiving (in radiale richting) kan optreden. Als de onderlinge hoek kleiner is dan τ_s wordt een eventuele onderlinge verschuiving pas voorkomen indien de speling van het nokje, die op dat moment aanwezig is, doorlopen is.

\tilde{t} is tevens een maat voor het aantal schakels N waaruit de duwband bestaat aangezien hiervoor af te leiden is dat

$$N \approx \frac{2\pi}{\tilde{t}} \quad (3.4)$$

Een maat voor de grootte van de aanwezige straal op de kantelribbe is $\tilde{r}_E = \rho \cdot \tilde{t}$. De praktische waarde van r_E is immers gelijk aan

$$r_E = \tilde{r}_E \cdot r_C \quad (3.5)$$

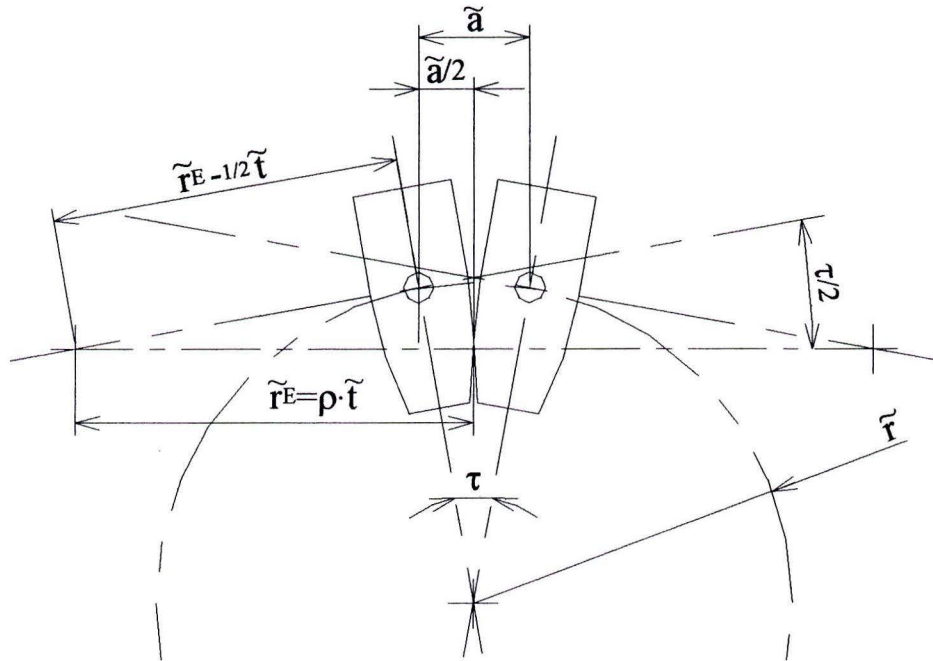
Met name bij de bepaling van de optredende contactspanningen in het contact tussen schakels onderling (zie hoofdstuk 5) speelt r_E en dus \tilde{r}_E een belangrijke rol. Voor het vastleggen van de schakelgeometrie zijn drie gegevens nodig. In het vervolg wordt gebruik gemaakt van \tilde{t} , ρ en τ_s .

3.3.2 Onderlinge positionering

Aan de hand van de hierboven beschreven vereenvoudigde schakelgeometrie is het mogelijk om de relaties die het gedrag van twee opeenvolgende schakels beschrijven vast te leggen. De schakels worden daarbij verondersteld alleen een rollende beweging in het onderlinge contact te maken. De straal \tilde{r} van de denkbeeldige cirkel waarop de neutrale punten van deze twee schakels zich bevinden en hun onderlinge hoek τ kunnen bepaald worden met vergelijking (3.6) en (3.7) en figuur 3-5.

$$\cos\left(\frac{\tau}{2}\right) = \frac{\tilde{r}_E - \frac{1}{2}\tilde{a}}{\tilde{r}_E - \frac{1}{2}\tilde{t}} \quad (3.6)$$

$$\sin\left(\frac{\tau}{2}\right) = \frac{\frac{1}{2}\tilde{a}}{\tilde{r}} \quad (3.7)$$



Figuur 3-5: Twee opeenvolgende duwchakels

Hieruit volgt:

$$\tau = 2 \cdot \arccos \left[\frac{2 \cdot \left(\rho \cdot (-1 + 2\rho) \cdot \tilde{t}^2 + \sqrt{\tilde{r}^2 \cdot (4 \cdot \tilde{r}^2 + (1 - 4 \cdot \rho) \cdot \tilde{t}^2)} \right)}{4 \cdot \tilde{r}^2 + (1 - 2 \cdot \rho) \cdot 2 \cdot \tilde{t}^2} \right] \quad (3.8)$$

$$\tilde{r} = \frac{1}{2} \cdot \tilde{t} \cdot \left((1 - 2 \cdot \rho) \cdot \cot\left(\frac{\tau}{2}\right) + 2 \cdot \rho \cdot \csc\left(\frac{\tau}{2}\right) \right) \quad (3.9)$$

3.3.3 Positionering van schakels in het systeem

De positionering van de schakels in het HCVT-systeem gebeurt door de plaatsing ervan in het neutrale lijnen diagram. Hier zijn twee voorwaarden van toepassing:

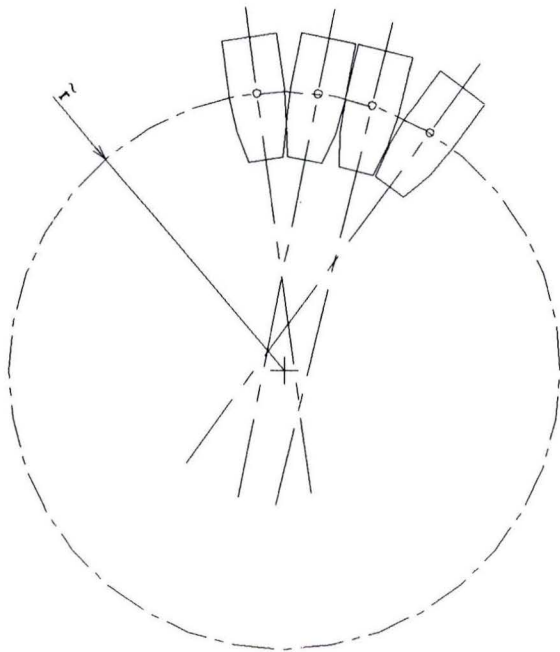
1. De neutrale punten O van alle schakels die in contact zijn met
 - het tussenlichaam bevinden zich op de straal $\tilde{r}_C = 1$.
 - de conische schijven bevinden zich op de straal.
(Paragraaf 3.4.2 gaat in op het feit in hoeverre dit inderdaad correct is).
2. De symmetrielijnen van alle schakels die in contact zijn met
 - het tussenlichaam snijden het middelpunt van de cirkel met straal $\tilde{r}_C = 1$.
 - de conische schijven snijden het middelpunt van de cirkel met straal $\tilde{r}_D = 1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max}$.

De onderlinge hoek τ van schakels die zich bevinden

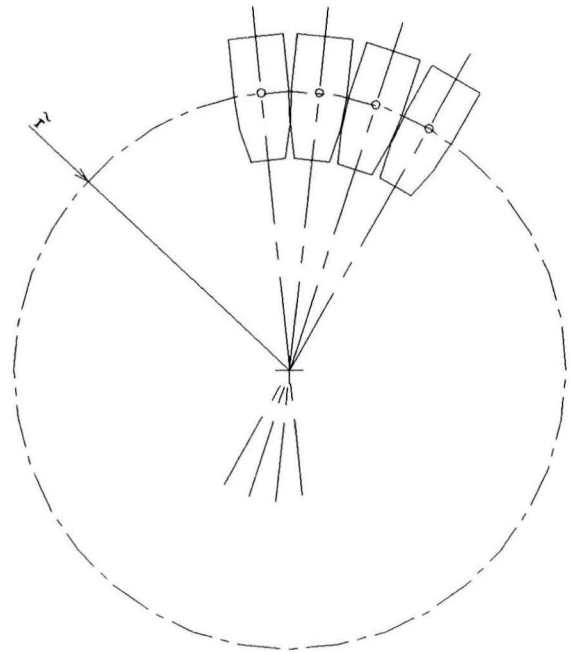
- in het tussenlichaam wordt aangeduid met τ_C
- in het contact met de conische schijven wordt aangeduid met τ_D

De onderlinge hoeken τ_C en τ_D kunnen worden bepaald door substitutie van respectievelijk $\tilde{r}_C = 1$ en $\tilde{r}_D = 1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max}$ in vergelijking (3.8).

Figuur 3-6a toont een deel van de duwband dat zich bevindt in contact met het tussenlichaam of de conische schijven ($\tilde{r} = \tilde{r}_C = 1$ of $\tilde{r} = \tilde{r}_D = 1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max}$). De schakels hebben enkel een rollende beweging ten opzichte van elkaar gemaakt en hun neutrale punten O bevinden zich op de cirkel \tilde{r} (voldaan aan voorwaarde 1). In figuur 3-6b snijden de symmetrielijnen daarnaast ook nog het middelpunt van deze cirkel met straal \tilde{r} (voldaan aan zowel voorwaarde 1 als voorwaarde 2).



Figuur 3-6a: Voorwaarde 1



Figuur 3-6b: Voorwaarde 1 en 2

Nu wordt duidelijk waarom ook aan de tweede positioneringvoorwaarde moet worden voldaan. Ondanks het feit dat in beide situaties de schakels alleen een rollende beweging ten opzichte van elkaar hebben gemaakt en de neutrale punten zich bevinden op \tilde{r} , nemen de schakels in figuur 3-6a meer ruimte in dan hetzelfde aantal schakels in figuur 3-6b. Er is reeds gesteld dat de duwband wordt afgeplat (z_{\max}) en 'onder druk' in het tussenlichaam wordt opgesloten. Daarom wordt voor de positionering van schakels in het systeem uitgegaan van het criterium van 'optimale bandvulling'. Dit houdt in dat de schakels - ten gevolge van het aanbrengen van de knijpkraft - geacht worden zich op de meest efficiënte wijze te positioneren in het tussenlichaam en in het contact met de schijf.

De positionering van schakels kenmerkt zich in dat geval dus door een optimale vulling (voorwaarde 1+2, zoals in figuur 3-6b) en een zo groot mogelijke waarde van \tilde{z}_{\max} . Het criterium van 'optimale bandvulling' is tevens een belangrijk uitgangspunt bij de beschrijving van het kinematisch gedrag van een systeem van samenwerkende schakels (de duwband).

3.4 Systeem van samenwerkende schakels

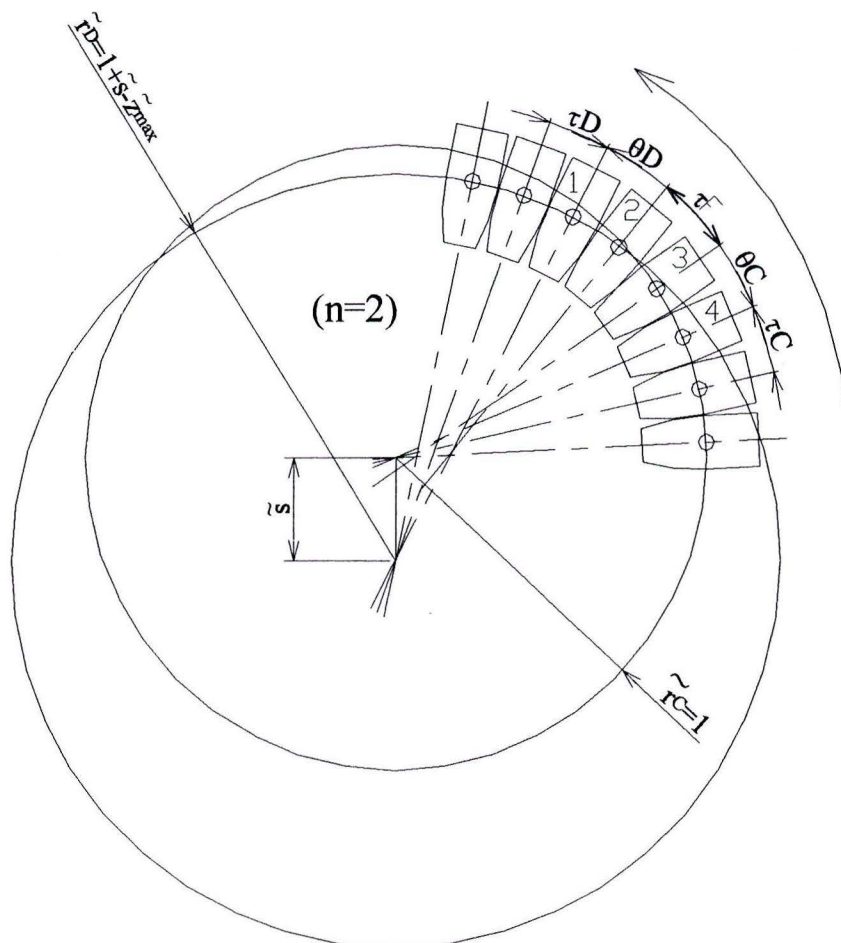
Het gebied waarin de duwband geen contact maakt met de conische schijven of het tussenlichaam (het overgangsgebied) werd in het dimensieloze neutrale lijnen diagram in hoofdstuk 2 voorlopig weergegeven door een scherpe overgang tussen de cirkels \tilde{r}_D en \tilde{r}_C . In het geval dat de duwband bestaat uit losse duwchakels met een eindige afmeting is een dergelijke weergave niet correct. Daarnaast werd bij de bepaling van de contacthoeken van de duwband met de conische schijven en het tussenlichaam, γ_D en γ_C , een waarde voor de maximale zakking \tilde{z}_{max} aangenomen omdat deze nog onbekend was.

Er zal dus een model gevormd dienen te worden waarmee

- het overgangsgebied beschreven kan worden, en
- de waarde \tilde{z}_{max} bepaald kan worden.

3.4.1 Modelvorming

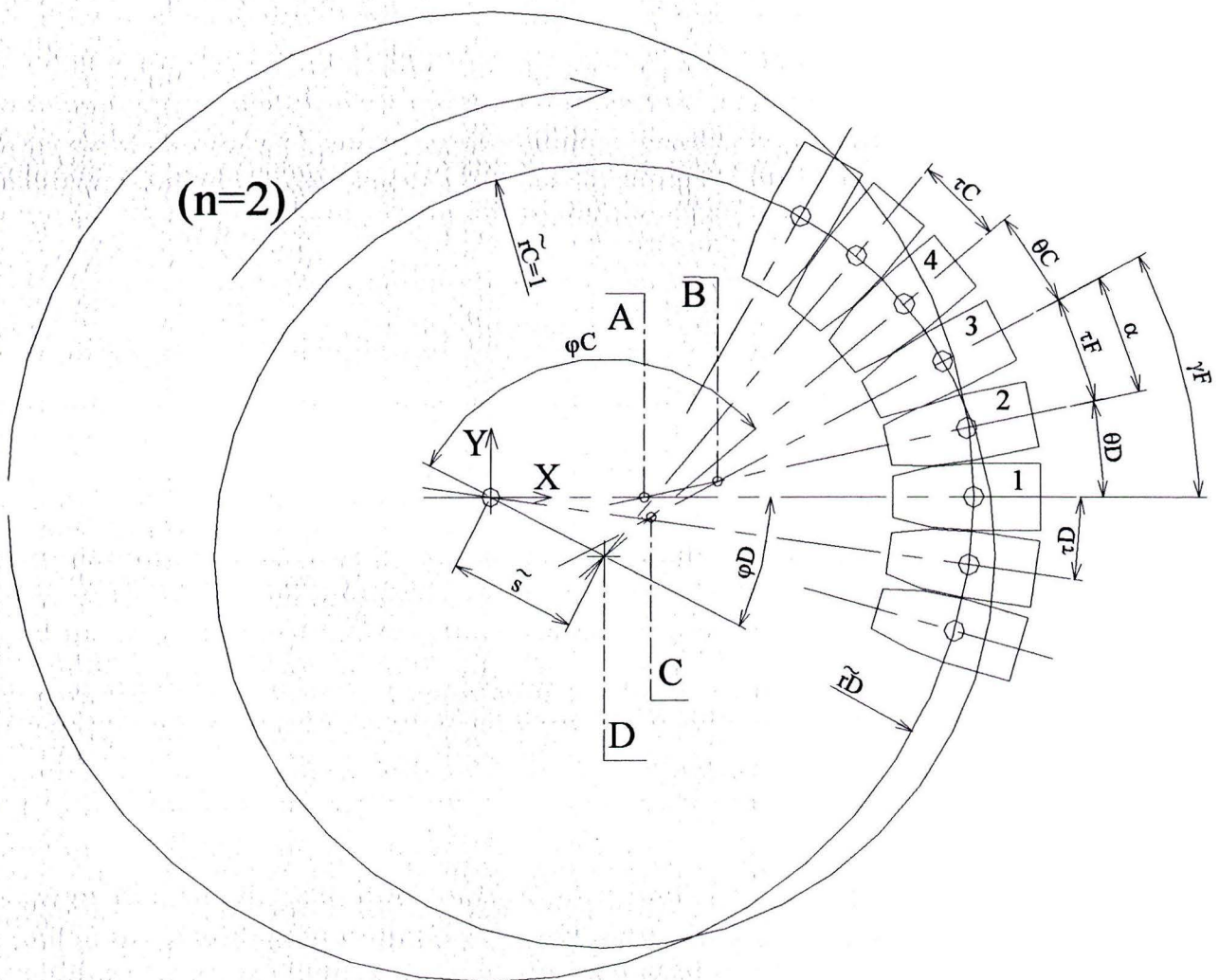
Een willekeurige nog onbekende situatie in het overgangsgebied is weergegeven door de duwchakels te plaatsen in het dimensieloze neutrale lijnen diagram.



Figuur 3-7: Willekeurige situatie in het overgangsgebied

Bij een rotatierichting van de duwband in de richting van de pijl kan de situatie als volgt worden omschreven:

- Een nog onbekend aantal schakels n ($n=1,2,3,\dots$) bevindt zich tussen schakel 1 en schakel $n+2$. Deze schakels hebben allen een nog onbekende onderlinge hoek τ_F .
- Een schakel 2 in de overgangszone heeft een nog onbekende onderlinge hoek θ_D ($\tau_D \leq \theta_D \leq \tau_F$) met schakel 1 die zich altijd in contact met de schijf (en dus op cirkel \tilde{r}_D) bevindt.
- Een schakel $n+2$ bevindt zich altijd in contact met het tussenlichaam (en dus op cirkel \tilde{r}_C) en maakt een nog onbekende hoek θ_C ($\tau_C \leq \theta_C \leq \tau_F$) met schakel $n+1$.
- Er bestaat een grenssituatie waarin $\theta_D = \tau_F$ en $\theta_C = \tau_C$.
- Voor alle waarden van θ_D en θ_C geldt dat de waarde van \tilde{r}_D , \tilde{r}_C en τ_F constant is.



Figuur 3-8: Overgangsgebied in detail

In figuur 3-8 is het overgangsgebied uit figuur 3-7 in detail weergegeven. De schakels bewegen zich in de gegeven rotatierichting voort over de cirkelvormige banen. Het gedrag van de schakels (beginnend bij een uitgangspositie gelijk aan de grenssituatie $\theta_D = \tau_F$ en $\theta_C = \tau_C$) wordt verondersteld beschreven te kunnen worden door:

- de verkleining van de hoek θ_D van τ_F naar τ_D
- de afname van de hoek φ_D van φ_{D0} tot φ_{DE}
- de toename van φ_C van φ_{C0} tot φ_{CE}
- de vergroting van de hoek θ_C

Indien bovenstaande voorstelling een correcte wijze is om het gedrag van de schakels in de overgangszone te beschrijven, dient er een repeterende beweging te ontstaan. De band is in feite niets anders dan een oneindig lange aaneenschakeling van dezelfde schakels die steeds opnieuw dezelfde beweging uitvoeren. Dus indien telkens alle schakels een positie zijn opgeschoven moet steeds een situatie ontstaan die weer identiek is aan de uitgangssituatie. Om hieraan te voldoen moet op het moment dat $\theta_D = \tau_D$ gelden:

- $\varphi_{D0} - \varphi_{DE} = \tau_D$ (schakel n+1 is schakel 1 geworden en schakel n+2 is schakel n+1 geworden)
- $\theta_C = \tau_F$ (schakel n+2 is schakel n+1 geworden)
- $\varphi_{CE} - \varphi_{C0} = \tau_C$ (schakel n+3 is schakel n+2 geworden).

De posities (x, y) van de punten A,B,C en D (snijpunten van symmetrielijnen van schakels) in het orthogonale assenstelsel XY zijn met behulp van figuur 3-8 te bepalen:

$$\begin{aligned}
 x_A &= -\tilde{r}_{\theta_D} + (1 + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max}) \\
 y_A &= 0 \\
 x_B &= x_A + (\tilde{r}_{\theta_D} - \tilde{r}_F) \cdot \cos(\theta_D) \\
 y_B &= y_A + (\tilde{r}_{\theta_D} - \tilde{r}_F) \cdot \sin(\theta_D) \\
 x_C &= x_B - (\tilde{r}_{\theta_C} - \tilde{r}_F) \cdot \cos(\theta_D + \alpha) \\
 y_C &= y_B - (\tilde{r}_{\theta_C} - \tilde{r}_F) \cdot \sin(\theta_D + \alpha) \\
 x_D &= x_C - (1 - \tilde{r}_{\theta_C}) \cdot \cos(\theta_D + \alpha + \theta_C) \\
 y_D &= y_C - (1 - \tilde{r}_{\theta_C}) \cdot \sin(\theta_D + \alpha + \theta_C)
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

De hoek α wordt bepaald in de uitgangs- en grenssituatie¹ $\theta_D = \tau_F$ en $\theta_C = \tau_C$ en is gelijk aan

$$\alpha = \gamma_F - \theta_D = (n-1) \cdot \tau_F \tag{3.11}$$

De waarden van \tilde{r}_{θ_D} , \tilde{r}_{θ_C} en \tilde{r}_F kunnen bepaald worden door substitutie van respectievelijk θ_D , θ_C en τ_F in vergelijking (3.9). Voor φ_D en φ_C geldt

$$\begin{aligned}
 \varphi_D &= \arcsin\left(\frac{|y_D|}{\tilde{s}}\right) \\
 \varphi_C &= \pi - (\varphi_D + \theta_D + \alpha + \theta_C)
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

en \tilde{s} moet voldoen aan

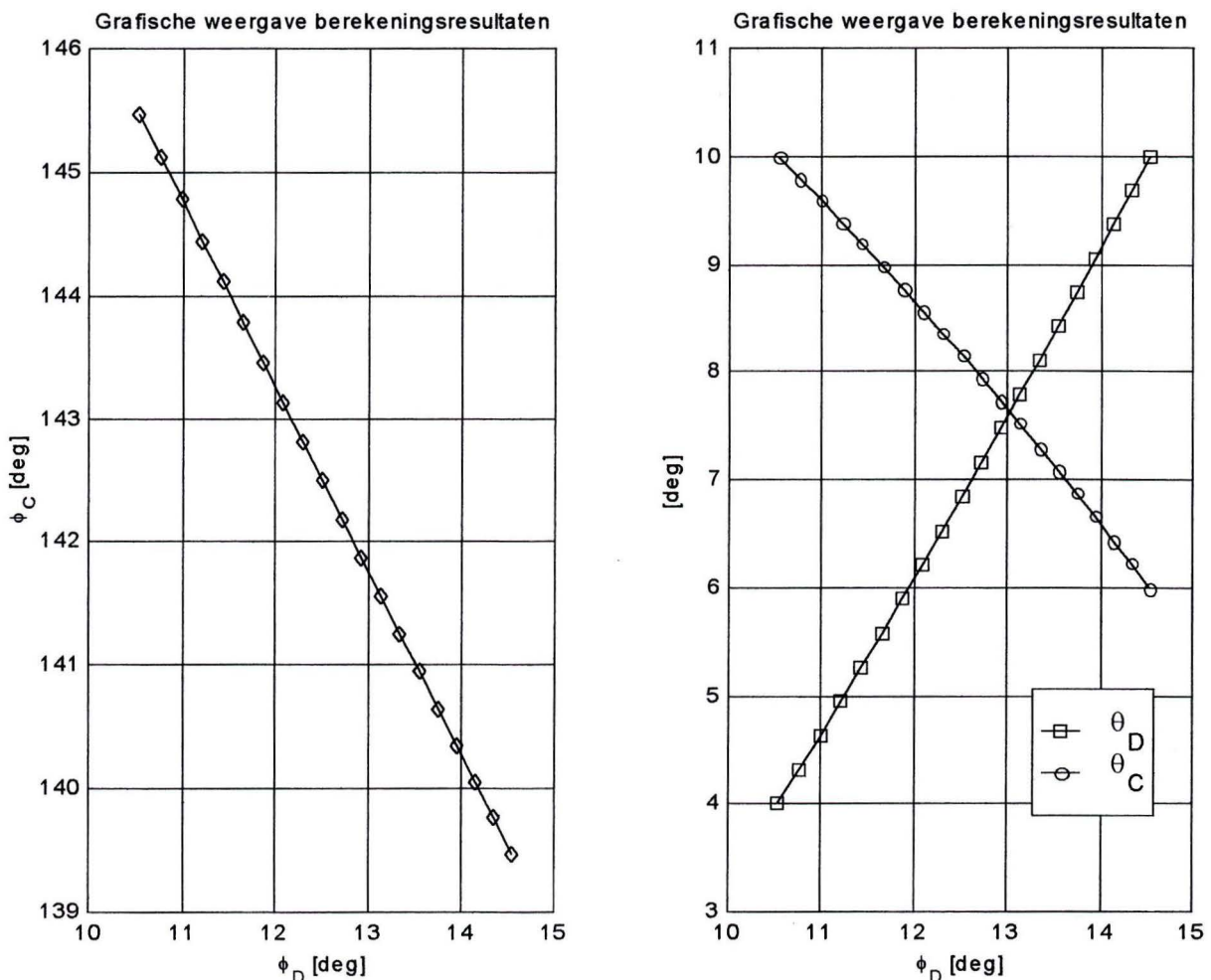
$$\tilde{s} = \sqrt{(x_D)^2 + (y_D)^2} \tag{3.13}$$

¹ De hoek γ_F in (3.11) is in dat geval gelijk aan de hoek γ_F in (3.17) en (3.20) in paragraaf 3.4.3. Indien n geen geheel getal is wordt in feite een gemiddelde toestand beschouwd: de toestand tussen $\text{int}(n)$ en $\text{int}(n)+1$.

Indien de schakelgeometrie (\tilde{r} , ρ), de dimensieloze positie en zakking \tilde{s} , \tilde{z}_{\max} en τ_F (of \tilde{r}_F) bekend zijn kunnen door het invullen van θ_D : $\tau_D \leq \theta_D \leq \tau_F$ de waarden van θ_C (numeriek), φ_D en φ_C bepaald worden. Tabel 3.1 en figuur 3-9 tonen de resultaten van de berekening die met MATLAB zijn uitgevoerd. Er is een grenssituatie beschouwd met $n=2$, $t=3$, $r_E=9$, $\theta_D=\tau_F=10$ [deg], $\theta_C=\tau_C=6$ [deg] en $\tau_D=4$ [deg]. Hiervoor is bepaald: $s=15.4304$, $z_{\max}=1.1762$, $r_C=28.8574$.

θ_b [deg]	θ_c [deg]	φ_D [deg]	φ_C [deg]
10.0000	6.0000	14.5306	139.4694
9.6842	6.2191	14.3354	139.7613
9.3684	6.4375	14.1388	140.0553
9.0526	6.6550	13.9407	140.3517
8.7368	6.8717	13.7411	140.6505
8.4210	7.0875	13.5399	140.9516
8.1053	7.3024	13.3371	141.2553
7.7895	7.5164	13.1326	141.5616
7.4737	7.7294	12.9265	141.8705
7.1579	7.9414	12.7186	142.1821
6.8421	8.1524	12.5089	142.4966
6.5263	8.3624	12.2974	142.8139
6.2105	8.5713	12.0839	143.1343
5.8947	8.7791	11.8685	143.4578
5.5789	8.9857	11.6510	143.7844
5.2631	9.1911	11.4314	144.1144
4.9474	9.3953	11.2097	144.4477
4.6316	9.5982	10.9857	144.7846
4.3158	9.7998	10.7594	145.1251
4.0000	10.0000	10.5306	145.4694

Tabel 3-1: Berekeningsresultaten met MATLAB



Figuur 3-9: Berekeningsresultaten

Zoals uit tabel 3-1 en figuur 3-9 blijkt geldt inderdaad voor $\theta_D = \tau_D = 4$ [deg]:

- $\varphi_{D0} - \varphi_{DE} = \tau_D$: $14.5306 - 10.5306 = 4$ [deg]
- $\theta_C = \tau_F$: $\theta_C = 10$ [deg]
- $\varphi_{CE} - \varphi_{C0} = \tau_C$: $145.4694 - 139.4694 = 6$ [deg]

Bovenstaand model lijkt dus een correcte wijze waarop het gedrag van schakels bepaald kan worden. Observatie van het gedrag van 'echte' duwbanden en uitvergroete schaalmodellen ondersteunen dit. In paragraaf 3.6 wordt met behulp van de methode waarmee de gegevens uit tabel 3-1 en figuur 3-9 zijn verkregen het 'polygooneffect' uitgewerkt.

3.4.2 Overbrengverhouding en evaluatie neutrale punt

In het voorafgaande is reeds een opmerking geplaatst met betrekking tot de definitie van het neutrale punt op de schakel. De vraag is of het correct is om dit punt op de neutrale lijn van het dimensieloze neutrale lijnen diagram te plaatsen. Anders gezegd: zijn de neutrale lijnen door een zodanig aangenomen positionering inderdaad cirkels van constante omtreksnelheid? Dit is van belang bij de bepaling van de 'exacte' waarde van de theoretisch overbrengverhouding en bij berekeningen die uitgaan van de aanname dat de omtreksnelheid van de duwband $v_{PB} = \text{constant}$ op de neutrale lijnen.

In hoofdstuk 2 werd afgeleid dat indien de omtreksnelheid op de neutrale lijn constant is de (theoretische) overbrengverhouding van het systeem gelijk is aan

$$i_{th} = \frac{\omega_D}{\omega_C} = \frac{1}{\tilde{r}_D} \quad (3.14)$$

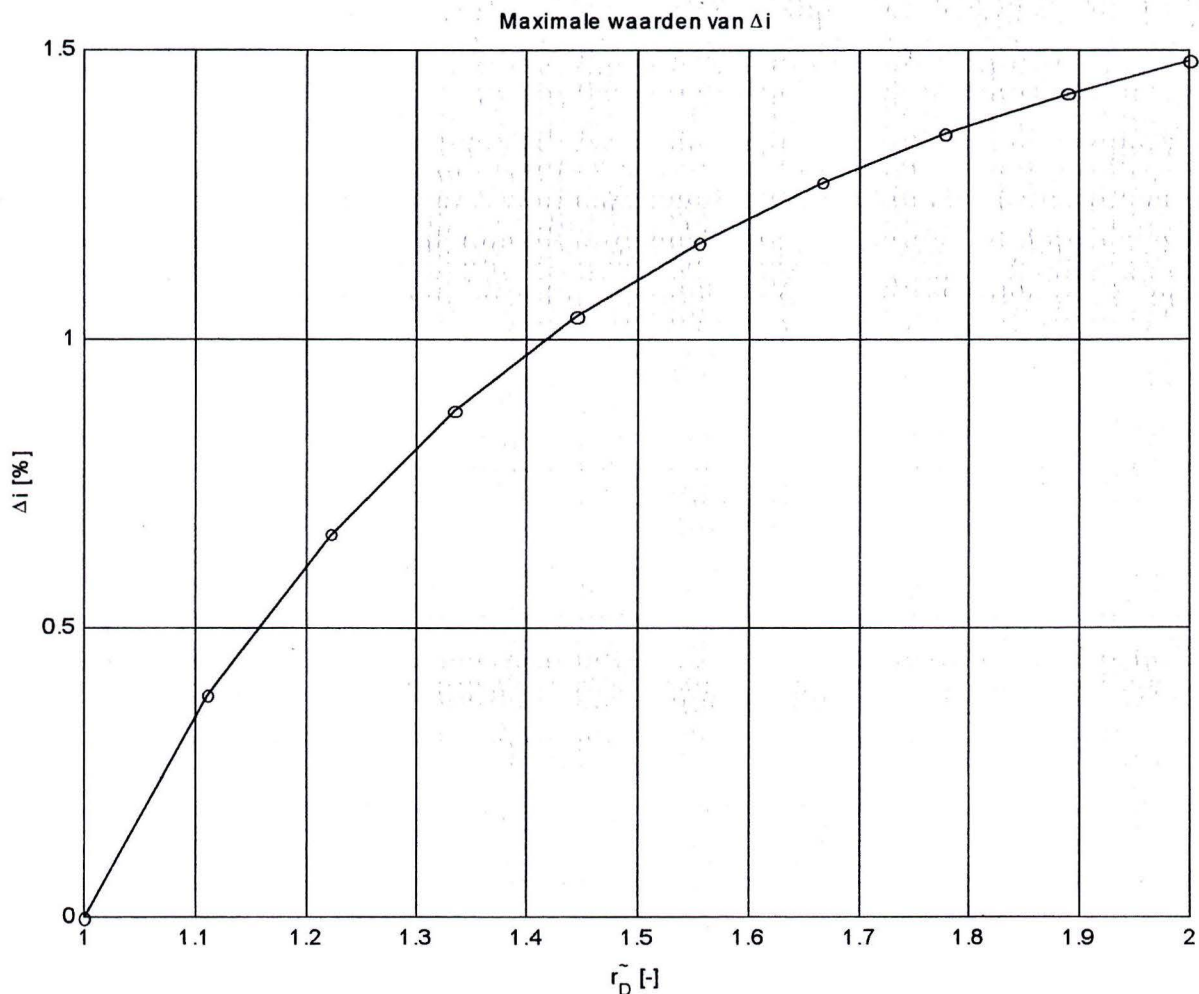
Met de modelvorming in de vorige paragraaf is de theoretisch overbrengverhouding te bepalen met

$$i_{th,M} = \frac{\Delta\varphi_D}{\Delta\varphi_C} = \frac{\tau_D}{\tau_C} \quad (3.15)$$

Dit betekent, dat indien de plaatsing van de neutrale punten op de schakels in het neutrale lijnen diagram inderdaad inhoudt dat zo cirkelbanen r_C en r_D van constante omtreksnelheid ontstaan, de waarden van i_{th} en $i_{th,M}$ exact overeen dienen te komen. Een eventuele afwijking wordt gedefinieerd als

$$\Delta i = \frac{i_{th,M} - i_{th}}{i_{th}} \cdot 100\% \quad (3.16)$$

In figuur 3.13 zijn de maximale waarden van Δi voor het constructief van belang geachte gebied $0.03 \leq \tilde{r} \leq 0.1$ en $0.5 \leq \rho \leq 8$ uitgezet tegen \tilde{r}_D .



Figuur 3-10: Maximale waarden van Δi

De afwijkingen zijn, zeker voor kleinere \tilde{r}_D , bijzonder gering. Voor globale beschouwingen zal de aanname $v_{PB} = \text{constant}$ dus maar een zeer geringe fout opleveren. Ook de theoretische overbrengverhouding kan voldoende nauwkeurig bepaald worden met (3.14).

Indien echter de 'exacte' waarde van de overbrengverhouding gewenst is (paragraaf 3.6), verdient het de voorkeur die te bepalen met vergelijking (3.15).

3.4.3 Uitgebreid dimensieloze neutrale lijnen diagram

De modelvorming in 3.4.1 biedt tevens de mogelijkheid om het dimensieloze neutrale lijnen diagram uit te breiden met een representatie van het overgangsgebied. Uitgaande van een grenssituatie (zie bijvoorbeeld figuur 3-10 of 3-11) kan het overgangsgebied weergegeven

worden door twee cirkels met straal \tilde{r}_F ($\tilde{r}_F = \frac{r_F}{r_C}$). In deze situatie bevindt schakel 1 zich immers

zowel op cirkel \tilde{r}_D als op de cirkel \tilde{r}_F . Schakels 2 tot $n+1$ bevinden zich op diezelfde cirkel \tilde{r}_F aangezien hun onderlinge hoek gelijk is aan τ_F . Voor schakel $n+2$ geldt dat deze zich zowel op cirkel \tilde{r}_F als op cirkel $\tilde{r}_C = 1$ bevindt. Figuur 3-11 is als het ware de weergave van de 'bandvorm'.

$$G2 = \frac{2 \cdot \tilde{s} \cdot (1 - \tilde{r}_F + \tilde{s} - \tilde{z}_{\max})}{2 \cdot \tilde{s}^2 - 2 \cdot \tilde{s} \cdot (-1 + \tilde{r}_F + \tilde{z}_{\max}) + \tilde{z}_{\max} \cdot (-2 + 2 \cdot \tilde{r}_F + \tilde{z}_{\max})} \quad (3.22)$$

3.4.4 Bepaling van de bandvorm

De bepaling van de nog onbekende waarden van \tilde{r}_F en \tilde{z}_{\max} in (3.21) en (3.22), en daarmee de contacthoeken en bandvorm, geschiedt op de volgende wijze. Ten eerste wordt de term ‘bandvullingsgraad’ geïntroduceerd. Om een systeem te creëren waarin zich meerdere schakels in contact met de conische schijf bevinden is het noodzakelijk dat de duwband zich met enige speling in het tussenlichaam bevindt. De duwband moet immers in staat worden gesteld van vorm te kunnen veranderen (‘vormflexibiliteit’). De bandvullingsgraad bv wordt gedefinieerd als

$$bv = \frac{N_{bv}}{N_{100\%}} \cdot 100\% \quad (3.23)$$

$$N_{bv} = \frac{\gamma_D}{\tau_D} + \frac{\gamma_C}{\tau_C} + 2 \cdot \frac{\gamma_F}{\tau_F} \quad (3.24)$$

$$N_{100\%} = \frac{2 \cdot \pi}{\tau_C} \quad (3.25)$$

$N_{100\%}$ is het maximale aantal schakels dat zich in theorie in het tussenlichaam zou kunnen bevinden. N_{bv} is het aantal schakels dat zich in werkelijkheid in het tussenlichaam bevindt.

De bandvullingsgraad is afhankelijk van een drietal zaken:

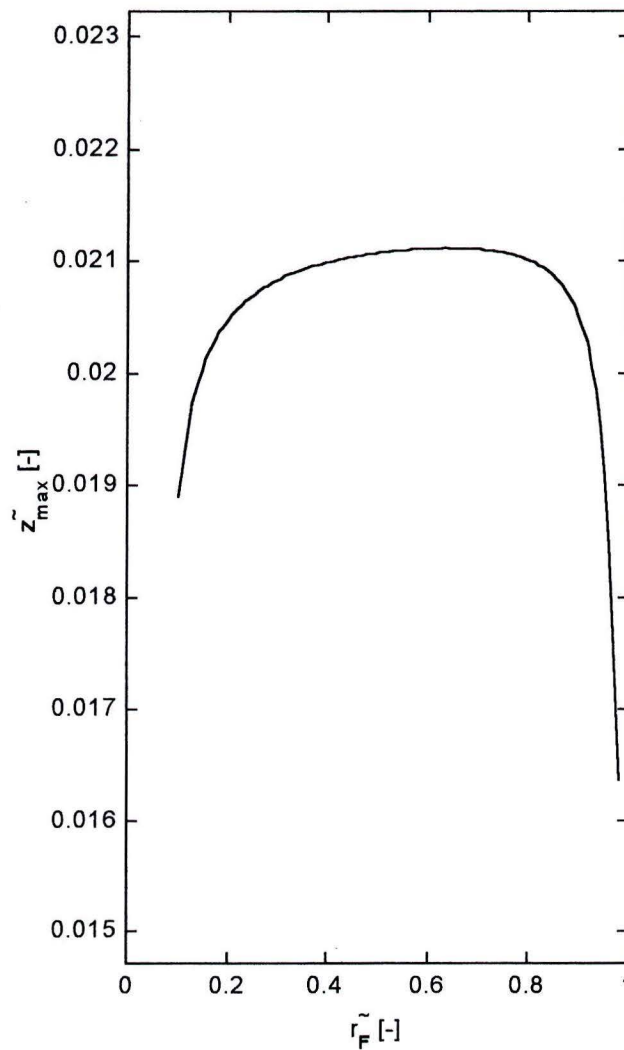
- de aangebrachte eindspeling bij montage;
- de mate van (elastische) vervorming van de contacten tussen schakels onderling, het contact van de schakels met het tussenlichaam of conische schijf en de (elastische) vervorming van het tussenlichaam waarin de schakels zijn opgesloten;
- eventueel optredende slijtage gedurende de levensduur.

In de praktijk is bv dus belastingsafhankelijk. Er wordt in dit geval echter uitgegaan van een constante en belastingsonafhankelijke waarde van bv . Deze wordt bepaald door de gemiddelde waarde van de optredende elastische vervormingen te schatten en een waarde voor de eindspeling te kiezen. Nu is het mogelijk om voor een schakelgeometrie die vastgelegd wordt door \tilde{t} , ρ en τ_s de nog ontbrekende waarden van \tilde{r}_F en \tilde{z}_{\max} te bepalen. In figuur 3-12 is met behulp van bovengenoemde vergelijkingen het typische verband tussen \tilde{r}_F en \tilde{z}_{\max} uitgezet.

De minimale waarde van \tilde{r}_F , $\tilde{r}_{F,\min}$, dat wil zeggen de kleinste denkbeeldige cirkel waarop de schakels in het overgangsgebied zich kunnen bevinden, kan bepaald worden middels substitutie van τ_s in vergelijking (3.8). Met het criterium van optimale bandvulling en $\tilde{r}_F \geq \tilde{r}_{F,\min}$ ligt dan het, voor de beschouwde situatie, juiste punt op de kromme in figuur 3-12 vast:

- als de waarde van \tilde{r}_F bij de maximale waarde van \tilde{z}_{\max} groter dan of gelijk is aan $\tilde{r}_{F,\min}$ zijn dit de gezochte waarde van \tilde{r}_F en \tilde{z}_{\max} .
(bandvorm bepaald door criterium van optimale bandvulling)
- als de waarde van \tilde{r}_F bij de maximale waarde van \tilde{z}_{\max} kleiner is dan $\tilde{r}_{F,\min}$ geldt echter dat $\tilde{r}_F = \tilde{r}_{F,\min}$ en \tilde{z}_{\max} is gelijk aan de waarde van \tilde{z}_{\max} bij $\tilde{r}_F = \tilde{r}_{F,\min}$.
(bandvorm bepaald door $\tilde{r}_{F,\min}$ en dus door τ_s)

Nu \tilde{r}_F en \tilde{z}_{\max} bekend zijn kunnen met (3.18) - (3.22) de contacthoeken bepaald worden.



Figuur 3-12: Typisch verband tussen \tilde{r}_F en \tilde{z}_{\max}

3.5 Invloed van schakelgeometrie op de bandvorm

3.5.1 Werkingsprincipe van het nokje

Het nokje zorgt voor een vormgesloten fixering van de schakels indien de onderlinge hoek van de schakels gelijk is aan τ_s . De functies van het nokje zijn vanwege deze eigenschap:

- Het onderling fixeren van schakels in het overgangsgebied. De schakels maken hier geen contact met conische schijf of tussenlichaam. Het nokje garandeert door de onderlinge fixatie van schakels in dit gebied het in stand houden van de duwband.
- Het correct positioneren van de schakels in het geval er een fout (verschuiving) is opgetreden. Alle schakels worden namelijk tweemaal per omwenteling bij een eventuele fout weer goed gepositioneerd. Foutenvoortplanting is in dit geval dus uitgesloten.

Daarnaast zou door een juiste vormgeving van het nokje een derde functie van het nokje kunnen zijn:

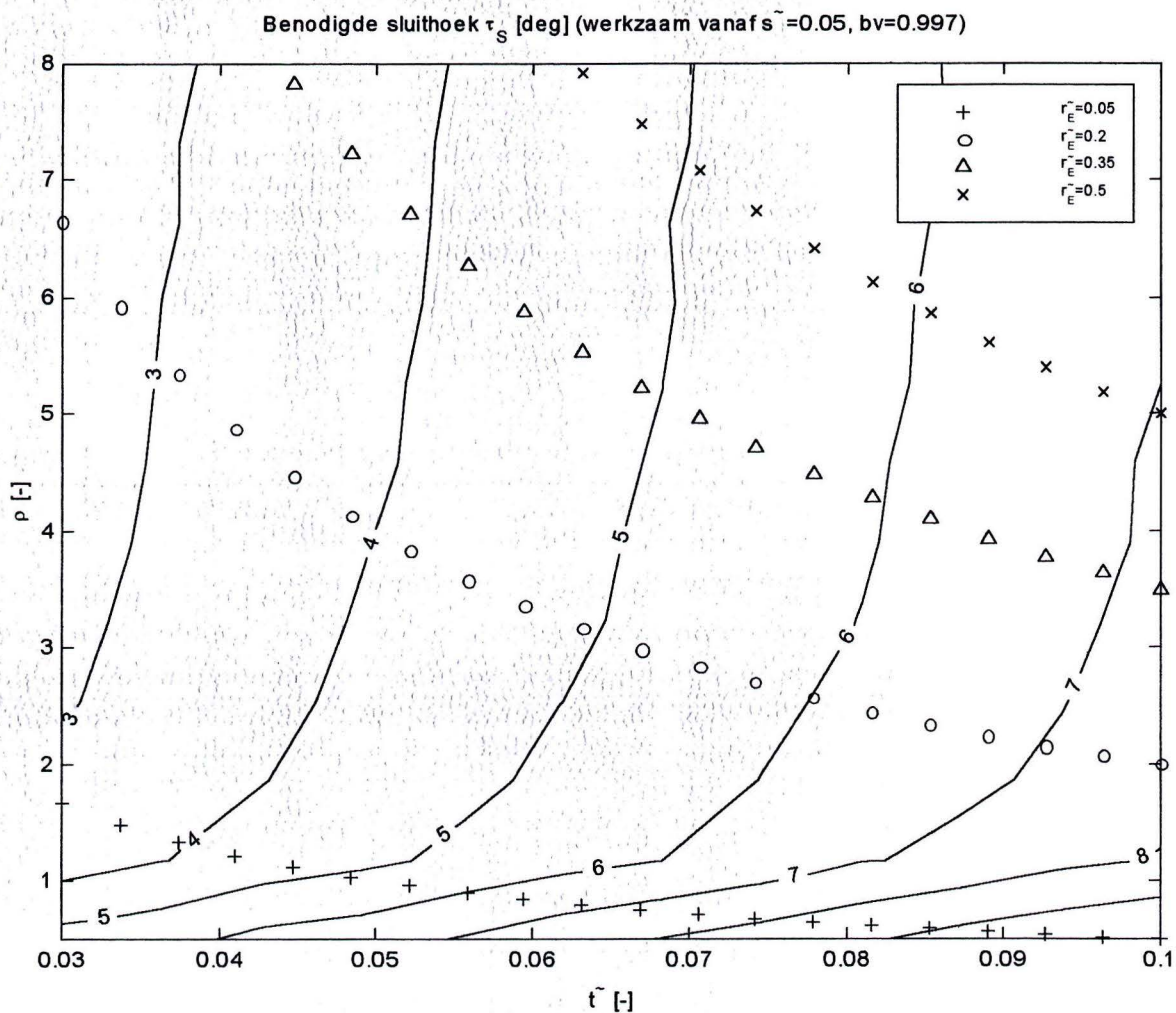
- Het in alle gevallen garanderen van het in tact blijven van de duwband. Dit is met name van belang bij montage, bij afwezigheid van de knijpkracht en in onverwachte of noodsituaties.

De vormgeving van het nokje houdt tevens in dat er een verschuiving tussen schakels onderling plaats zou kunnen vinden op de uiteinden van het overgangsgebied. In het geval dat θ_D en/of $\theta_C \neq \tau_s$ maakt een schakel namelijk nog geen contact met het tussenlichaam of de schijf en wordt niet door het nokje gefixeerd. De mogelijke verschuiving van schakels is echter bijzonder gering (bij voldoende kleine waarde van t en τ_s in de orde van $\sim 10 \mu\text{m}$). De schakels bevinden zich namelijk op het moment van mogelijke verschuiving al nagenoeg in de gewenste positie. Mede door de relatief eenvoudige constructieve uitvoering van het op deze wijze vormgegeven nokje wordt deze bijkomstigheid acceptabel geacht.

3.5.2 Bepaling van de sluihoek

De waarde van geometrieparameter τ_s is gezien het voorafgaande een direct gevolg van de gewenste functies van het nokje. Indien voor alle overbrengverhoudingen de onderlinge fixatie van schakels in het overgangsgebied geëist wordt, dan kan τ_s bepaald worden door het vaststellen van de waarde van de \tilde{r}_F bij de maximale waarde van \tilde{z}_{\max} (zie figuur 3-12) voor de kleinste waarde van \tilde{s} . In deze stand is de onderlinge hoek tussen schakels in het overgangsgebied namelijk het kleinst. Indien in dat geval de onderlinge fixatie van schakels in het overgangsgebied gegarandeerd is zal dit ook gelden voor alle andere overbrengverhoudingen. De op deze wijze bepaalde waarde \tilde{r}_F is dan gelijk aan $\tilde{r}_{F,\min}$ en substitutie hiervan in vergelijking (3.7) levert de benodigde waarde van τ_s .

In het vervolg wordt uitgegaan van een minimale waarde van $\tilde{s}=0.05$ en van $bv=0.997$. De benodigde waarde van τ_s kan dan uitgezet worden tegen \tilde{t} en ρ , zoals in figuur 3-13.



Figuur 3-13: Bepaling van de sluihoek τ_s

In figuur 3-13 zijn tevens lijnen van constante $\tilde{r}_E = \rho \cdot \tilde{t}$ uitgezet. Zoals reeds genoemd is dit een maat voor de op de kantelribbe aanwezige praktische rolstraal in verband met de hier optredende contactspanningen (zie ook hoofdstuk 5).

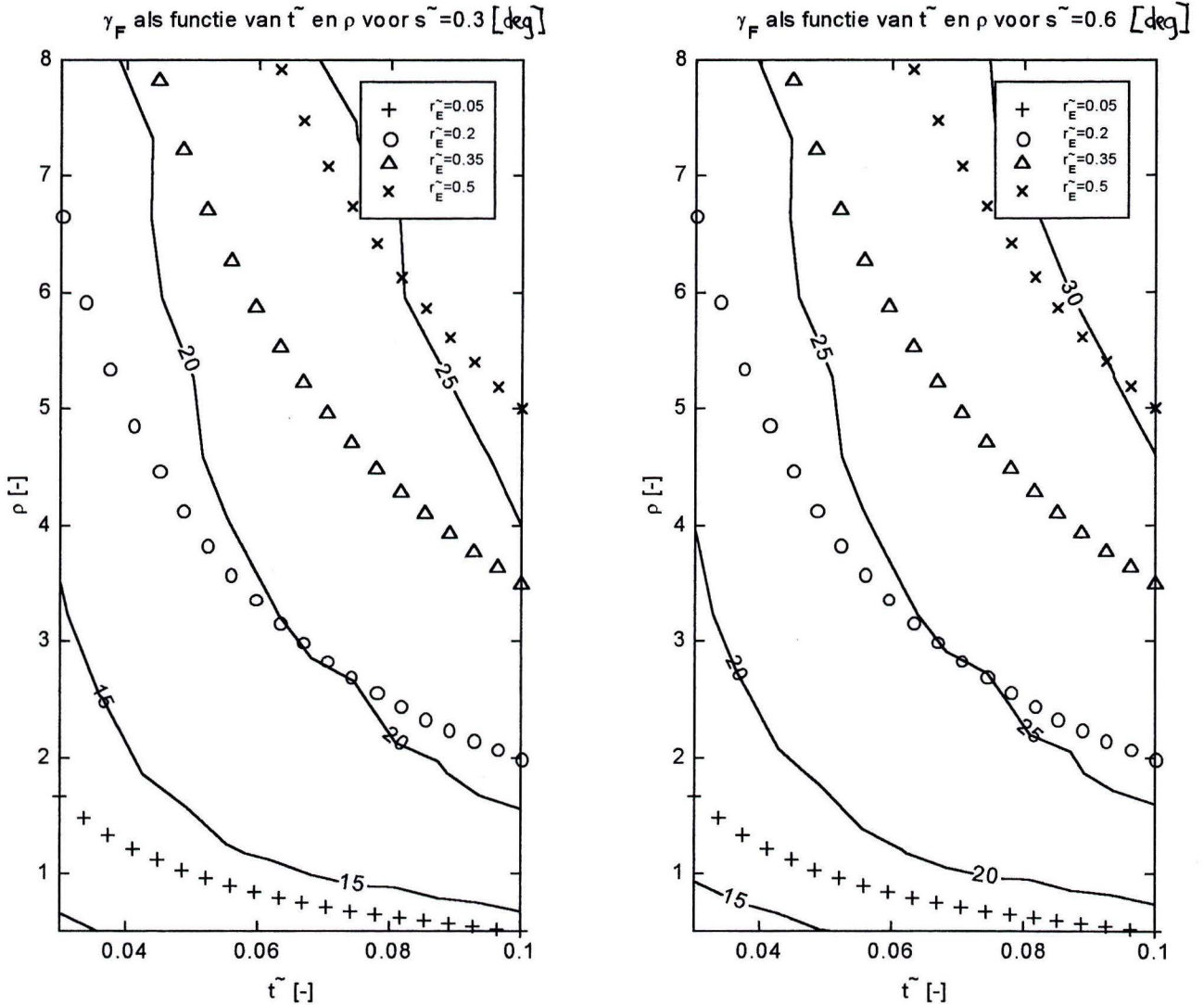
3.5.3 Invloed van ρ en \tilde{t} op de bandvorm

De keuze van \tilde{t} en ρ , en de daarmee samenhangende waarde van τ_s heeft ook consequenties voor de grootte van de contacthoeken met de conische schijven en het tussenlichaam, en de afmeting van het overgangsgebied (γ_F).

Een minimalisatie van de grootte van het overgangsgebied, dus van γ_F , is om twee redenen interessant, namelijk:

- bij een kleine waarde van γ_F zijn de contacthoeken γ_D en γ_C groter en zijn dus meer schakels beschikbaar voor de koppeloverdracht. Een grotere contacthoek met de conische schijf is eveneens gunstig voor de grootte van de verhouding duwkracht/koppel zoals in hoofdstuk 2 afgeleid is;
- bij een kleine waarde van γ_F is het overgangsgebied kleiner. Hoe groter het overgangsgebied, hoe groter het gevaar op instabiel gedrag en het onderling verschuiven van de schakels aan de uiteinden van het overgangsgebied (zie ook hoofdstuk 4).

In figuur 3-14 is met behulp van de waarden van τ_s uit figuur 3-13 γ_F uitgezet als functie van opnieuw ρ en \tilde{t} voor $\tilde{s}=0.3$ en $\tilde{s}=0.6$. (Op dezelfde wijze als in figuur 3.16 en 3.17 zijn natuurlijk ook \tilde{z}_{max} , γ_D en γ_C uit te zetten, maar in dit geval wordt γ_F beschouwd).



Figuur 3-14: Grootte van het overgangsgebied γ_F

In figuur 3-14 zijn wederom de lijnen van constante \tilde{r}_E afgebeeld. In te zien valt dat voor een minimalisatie van γ_F en een benodigde waarde van \tilde{r}_E in verband met de optredende contactspanningen gekozen moet worden voor een zo klein mogelijke waarde van \tilde{t} . Het kiezen van een grotere waarde van ρ bij voldoende kleine \tilde{t} - en daarmee dus het vergroten van de praktische waarde van de rolstraal op de kantelribbe - leidt maar tot een minimale vergroting van γ_F . De lijnen van constante γ_F lopen in dit gebied haast asymptotisch weg. Verder geldt dat voor toenemende \tilde{s} de grootte van het overgangsgebied γ_F toeneemt.

Een tweede aspect dat bepalend kan zijn bij de keuze van ρ en \tilde{t} is het zogenaamde 'polygooneffect' dat optreedt doordat de duwband is opgebouwd uit een aantal discrete delen en dus alleen bij benadering het model van vloeiend in elkaar overlopende cirkelbanen kan bereiken.

3.6 Polygooneffect

3.6.1 Oorzaak en gevolgen

Bij band- en kettingachtige CVT's speelt het polygooneffect een belangrijke rol. Door het discrete karakter van het omgeslagen lichaam ontstaat een onrustige loop en bijbehorende geluidproductie. Dit wordt in het algemeen aangeduid met de term 'polygooneffect'.

Een effectieve en haast triviale oplossing in dergelijke constructies is het verkleinen van de afstand tussen de opeenvolgende elementjes (schakeldikte) om zo meer een continu lichaam te benaderen (bijvoorbeeld VDT-band). Daarnaast kan het geluidsniveau worden teruggebracht door een onregelmatige afstand tussen onderlinge elementen (LuK-ketting). Hiermee wordt het frequentiespectrum als het ware uitgestrooid.

Daar de HCVT met zijn duwband een zeer stijf systeem vormt, speelt ook hier het discrete karakter van de duwband een belangrijke rol. Naast de onrustige loop en geluidproductie kan het optreden van snelheids- en lengteverschillen leiden tot een verhoging van de optredende krachten (en spanningen) in de duwband, aangezien de lengteverschillen opgevangen moeten worden door (elastische) vervormingen van de duwband en constructie. Met de term 'polygooneffect' worden in dit verband dus de in de HCVT-duwband optredende snelheids- en lengteverschillen bedoeld². De geluidproductie veroorzaakt door het met een bepaalde frequentie in de schijf en het tussenlichaam treden van opeenvolgende schakels is een fenomeen dat hier buiten beschouwing blijft.

Ook bij de duwbanden in de HCVT blijkt uit praktijkervaringen met diverse duwbanden een verkleining van de schakeldikte t en dus het vergroten van het aantal schakels bij overig gelijkblijvende afmetingen een effectieve wijze om een onrustig loopgedrag te voorkomen. Bij een duwband met $N=48$ schakels is het discrete karakter merkbaar aanwezig en heeft een negatief effect op loopgedrag van band (en zijn belasting). Voor een schakelaantal $N=104$ is dit effect nog nauwelijks merkbaar.

Aan de verkleining van de schakeldikte zijn natuurlijk praktische grenzen gesteld in verband met de sterkte en produceerbaarheid van de schakel. Enige schakeldikte is eveneens gewenst in verband met de gewenste (correcte) positionering van schakels door het tussenlichaam. In de komende paragraaf wordt een kwalitatieve beschouwing gedaan ten aanzien van het optredende polygooneffect.

3.6.2 Kwalitatieve beschouwing: invloed van schakelgeometrie op het polygooneffect

Er wordt wederom gebruik gemaakt van de waarden van τ_s uit figuur 3-13. Daarnaast wordt de berekeningsmethode toegepast uit paragraaf 3.4.1.

Gebruik makend van de waarden van φ_D en φ_C (zoals die bijvoorbeeld zijn weergegeven in tabel 3-1 en figuur 3-9) kan de momentane omtreksnelheid van de duwband gedurende rotatie in het contact met het tussenlichaam bepaald worden met

² In paragraaf 3.6.2 wordt het snelheidsverschil bepaald voor een van de twee overgangsgebieden. In theorie is het mogelijk dat de interne snelheidsverschillen van de overgangsgebieden aan beiden zijden elkaar exact opheffen. Dit is echter een uitzonderingsgeval, zodat met de beschouwing van slechts een zijde een goed beeld verkregen kan worden.

$$v_{PB,CM} = \frac{\Delta\varphi_C}{\Delta t_{ij}} \quad (3.26)$$

en in het contact met de conische schijven met

$$v_{PB,DM} = \frac{\Delta\varphi_D}{\Delta t_{ij}} \cdot (1 + \tilde{s} - \tilde{z}) \quad (3.27)$$

Voor een constante waarde van de momentane omtrekssnelheid $v_{PB,DM}$ van de duwband zou voor een constante momentane omtrekssnelheid $v_{PB,CM}$ moeten gelden dat deze gelijk is aan

$$v_{PB,CMth} = \frac{\Delta\varphi_C}{\Delta t_{ij}} = \frac{\Delta\varphi_D}{\Delta t_{ij} \cdot i_{th,M}} \quad (3.28)$$

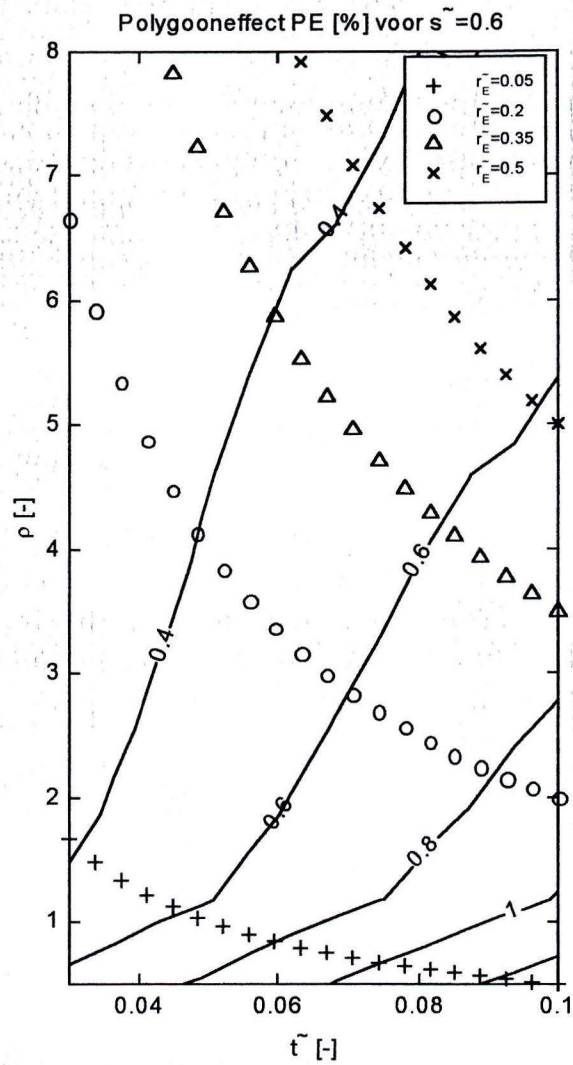
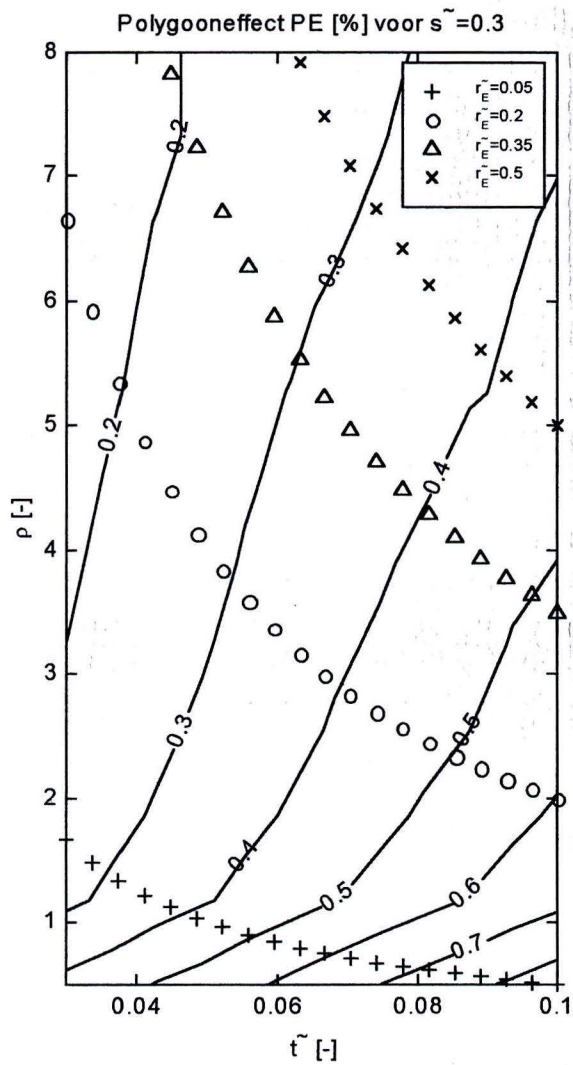
Ten behoeve van de gewenste nauwkeurigheid wordt hier $i_{th,M}$ gebruikt (vergelijking 3.15). De kwalitatieve maat voor het optredende polygooneffect, PE, wordt gedefinieerd als

$$PE = \frac{v_{PB,CMth} - v_{PB,CM}}{v_{PB,CM}} = \left(\frac{\Delta\varphi_D}{\Delta\varphi_C \cdot i_{th,M}} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (3.29)$$

en representeert dus het procentueel optredende interne snelheidsverschil (en dus lengteverschil) van de duwband. In figuur 3-15 zijn de met MATLAB berekende waarden van PE uitgezet tegen opnieuw \tilde{t} en ρ voor de standen $\tilde{s} = 0.3$ en 0.6 . Daarbij is de ongunstigste waarde van PE voor een in 20 gelijke stappen opgedeelde $\Delta\varphi_D = \tau_D$ genomen.

In te zien is met figuur 3-15 dat:

- Het optredende polygooneffect ongeacht de waarde van ρ altijd kleiner is bij kleinere \tilde{t}
- Voor toenemende waarden van ρ , ongeacht de waarde van \tilde{t} , het optredende polygooneffect afneemt (dit is toe te schrijven aan de grotere waarde van γ_F die zorgt voor een meer vloeiende overgang van het tussenlichaam naar de conische schijf). Voor kleine waarden van \tilde{t} heeft een vergroting van ρ minder invloed (het steiler weglopen van de PE=constant lijn).
- Voor een benodigde waarde van \tilde{r}_E is het, ten aanzien van het optredende polygooneffect, beter om te kiezen voor een schakel met kleine \tilde{t} .
- De waarde van PE toeneemt voor grotere \tilde{s} .



Figuur 3-15: Polygooneffect PE [%]

4 KRACHTEN OP DE DUWSCHAKELS

4.1 Modelvorming

In hoofdstuk 2 is reeds een eerste aanzet gegeven tot de bepaling van de grootte van krachten die op de duwband werkzaam zijn. De duwband werd daarbij als een continu lichaam voorgesteld. Daar de duwband in praktijk uit losse duwschakels bestaat wordt in dit hoofdstuk een model gevormd waarmee de krachten op de afzonderlijke schakels kunnen worden bepaald.

4.1.1 Aannames

De aannames die gedaan worden gedurende de formulering van het discrete krachtenmodel, met eventuele verwijzingen naar verdere toelichtingen zijn:

- Er worden stationaire toestanden beschouwd. Tijdsafhankelijke componenten blijven buiten beschouwing.
- De coniciteit van de conische schijf en tussenlichaam, de hoeken β_D en β_C , en de daarmee samenhangende schakelgeometrie, worden zodanig gekozen dat de duwband zelflossend is (zie 4.1.3).
- Voor de overdracht van koppel middels wrijving wordt de reeds in hoofdstuk 2 toegepaste onderverdeling van de contacthoeken in een rust- en kruiphoek toegepast. Het achterliggende mechanisme wordt behandeld in 4.2. De wrijvingscoëfficiënt wordt hierbij als een constante beschouwd (zie ook 4.1.2).
- Bij de gedeelde duwband wordt de wrijvingscoëfficiënt μ_{SUC} tussen schakels en ondersteuningsvlak in de rusthoek van het contact met het tussenlichaam nul verondersteld.
- De duwschakels worden verondersteld cirkelvormige banen te doorlopen. Dit houdt in dat wordt uitgegaan van oneindig stijve materialen met een perfecte geometrie en een exacte uitlijning van onderdelen. Dit ondanks het feit dat het wrijvingsmechanisme deels is gebaseerd op (elastische) vervormingen van de duwband in omtreksrichting (zie 4.2).
- De duwkracht in het overgangsgebied is constant (zie 4.3).
- Alle krachten worden verondersteld aan te grijpen in het neutrale punt van de schakel.
- Bij de bepaling van krachten wordt uitgegaan van een verliesvrije situatie.

4.1.2 Wrijvingskracht en -coëfficiënt

De wrijvingskracht F_W wordt gedefinieerd als de weerstand tegen het onderling verschuiven van de lichamen 1 en 2 onder invloed van een normaal kracht F_N ten gevolge van een tangentiële belasting F_T . Indien de snelheden van de lichamen 1 en 2 gelijk zijn aan v_1 en v_2 geldt:

$$\bullet \text{ Als } v_1 = v_2 : \quad F_W \leq \mu_{\text{statisch}} \cdot F_N \quad (4.1)$$

$$\bullet \text{ Als } v_1 \neq v_2 : \quad F_W = \mu_{\text{dynamisch}} \cdot F_N \quad (4.2)$$

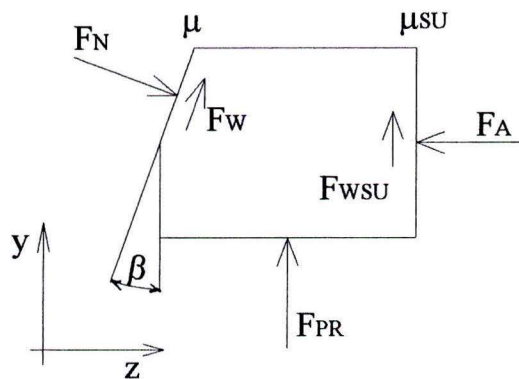
μ_{statisch} is de statische wrijvingscoëfficiënt en $\mu_{\text{dynamisch}}$ de dynamische (of kinetische) wrijvingscoëfficiënt. Voor veel materiaalparingen geldt dat $\mu_{\text{statisch}} > \mu_{\text{dynamisch}}$ ('stick-slip' fenomeen). In het vervolg wordt echter aangenomen dat $\mu_{\text{statisch}} = \mu_{\text{dynamisch}} = \mu$.

4.1.3 Zelflossendheid

Een van de aannames die gedaan wordt is dat de conushoeken van de schijven en het tussenlichaam zo gekozen worden dat de schakels ‘zelflossend’ zijn. Dat wil zeggen dat de schakels onder invloed van een aanwezige normaalkracht in het contact, en de daarbij mogelijke aanwezige maximale waarde van de wrijvingskracht, zich nooit vastgeklemd in het contact mogen bevinden.

Deze voorwaarde wordt om drie redenen belangrijk geacht, namelijk:

- Indien de schakels niet zelflossend zijn in het contact met de conische schijven is het in principe niet mogelijk om duwkracht in de band aan te brengen door middel van de knijpkracht. Dit houdt tevens in dat zich door de afwezigheid van duwkracht in de band geen normaalkracht bevindt in het contact van de duwband met het tussenlichaam. De afwezigheid van normaalkracht betekent de afwezigheid van wrijvingskracht en de onmogelijkheid om koppel over te brengen op de gewenste wijze.
- Indien de schakels zich geklemd bevinden in het contact met de conische schijf en het tussenlichaam dienen zij steeds uit het contact gerukt te worden. Dit is ongewenst.
- Bij het variëren van de positie van het tussenlichaam en de duwband zou een ‘gat’ in de band kunnen ontstaan. (Het verband wordt verbroken).



Figuur 4-1: Krachten op een schakel

In figuur 4-1 zijn de krachten werkzaam op een schakel afgebeeld. Wanneer geen koppeloverdracht plaatsvindt en/of wanneer de knijpkracht veel groter is dan voor het over te dragen koppel benodigd, zijn de op een schakel werkzame wrijvingskrachten (gedeeltelijk) werkzaam in radiale (y) richting. Onder invloed van de axiale kracht F_A ‘verzet’ de wrijvingskracht F_W zich tegen het in negatieve y-richting verplaatsen van de duwband. In het geval van de gedeelde duwband bevindt zich daarnaast nog een wrijvingskracht F_{WSU} in het contact duwband-ondersteuningsvlak die zich ook verzet tegen deze verplaatsing. Indien de wrijvingskrachten F_W en F_{WSU} niet in staat zijn zoveel weerstand te bieden aan de radiale component van F_N , $F_N \cdot \sin(\beta)$, ontstaat er op basis van het krachtenevenwicht een duwkracht in de band, gerepresenteerd door F_{PR} ($F_{PR} > 0$). De duwband is dan ‘zelflossend’.

De krachtenevenwichten in z- en y-richting voor de duwbanddoorsnede uit figuur 4-1 zijn:

$$\begin{aligned} -F_N \cdot \sin(\beta) + F_W \cdot \cos(\beta) + F_{WSU} + F_{PR} &= 0 \\ -F_A + F_N \cdot \cos(\beta) &= 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

De minimale benodigde waarde van β (grens van zelflossendheid) kan daarna bepaald worden door F_W en F_{WSU} maximaal te veronderstellen en F_{PR} juist nul.

$$\begin{aligned} F_W &= \mu \cdot F_N \\ F_{WSU} &= \mu_{SU} \cdot F_A \\ F_{PR} &= 0 \end{aligned} \quad (4.4)$$

Met (4.3) en (4.4) volgt dan de minimaal benodigde waarde voor β_{gedeeld} :

$$\beta_{\text{gedeeld}} = \arccos \left[\frac{\sqrt{(-1 + \mu \cdot \mu_{SU})^2}}{\sqrt{(1 + \mu^2) \cdot (1 + \mu_{SU}^2)}} \right] \quad (4.5)$$

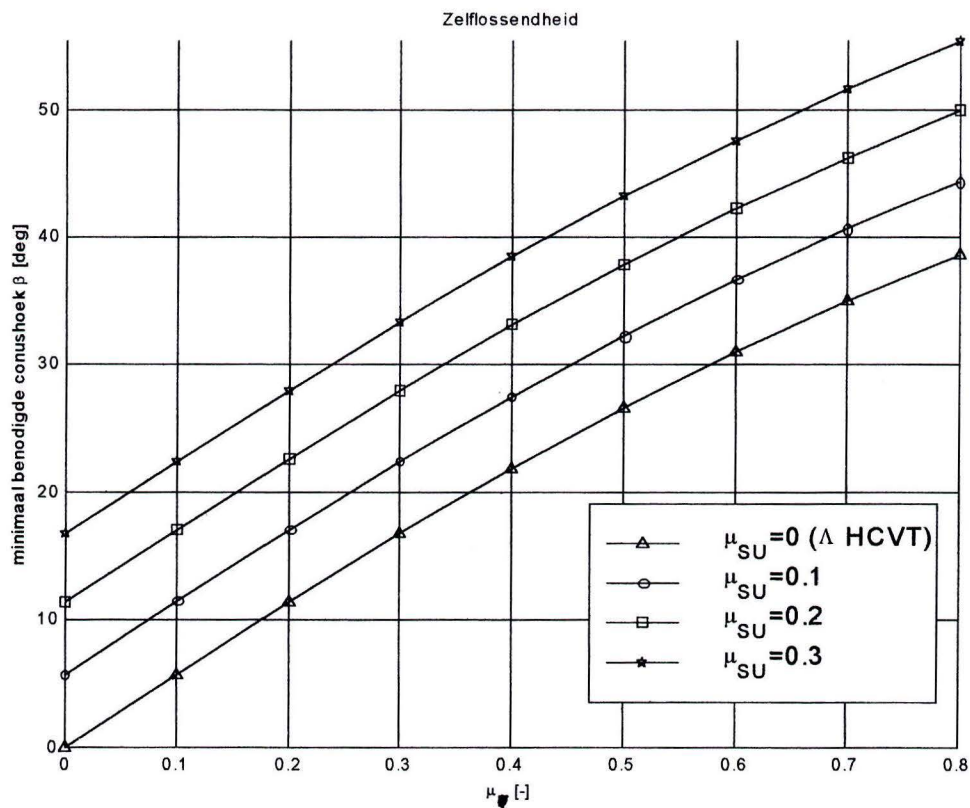
In het geval van de Λ -duwband geldt daarnaast, aangezien er geen ondersteuningsvlak is dat

$$\mu_{SU} = 0 \quad (4.6)$$

De minimaal benodigde waarde voor β_{Λ} is in dat geval te bepalen met (4.7).

$$\beta_{\Lambda} = \arccos \left[\frac{1}{\sqrt{(1 + \mu^2)}} \right] = \arctan(\mu) \quad (4.7)$$

In figuur 4-2 zijn de minimaal benodigde waarden van β uitgezet met behulp van (4.5) en (4.7).



Figuur 4-2: Zelflossendheid

In te zien is dat bij een gedeelde duwband door de aanwezigheid van een extra wrijvingskracht $F_{WSU} = \mu_{SU} \cdot F_A$ voor zelflossendheid een grotere waarde van β benodigd is dan voor een Λ -duwband bij een gelijke waarde van μ .

4.1.4 Aantal schakels in contacten en discrete contacthoeken

Het aantal schakels dat zich in het contact met de conische schijven en het tussenlichaam bevindt wordt bepaald met behulp van de in hoofdstuk 3 afgeleide relaties voor de contacthoeken γ_D en γ_C . Het aantal schakels n_D dat zich in de discrete beschrijving in ieder geval bevindt in het contact van de duwband met de conische schijven is ¹

$$n_D = \left\lfloor \frac{\gamma_D}{\tau_D} \right\rfloor \quad (4.8)$$

De zogenaamde 'discrete contacthoek' $\gamma_{D,d}$ is in dat geval gelijk aan

$$\gamma_{D,d} = (n_D - 1) \cdot \tau_D \quad (4.9)$$

Voor het gebied waar contact is tussen de duwband en het tussenlichaam geldt op dezelfde wijze voor het aantal schakels n_C en de discrete contacthoek $\gamma_{C,d}$

$$n_C = \left\lfloor \frac{\gamma_C}{\tau_C} \right\rfloor \quad (4.10)$$

$$\gamma_{C,d} = (n_C - 1) \cdot \tau_C \quad (4.11)$$

De discrete waarde $\gamma_{F,d}$ volgt vervolgens eenvoudig uit

$$\gamma_{F,d} = \frac{2\pi - \gamma_{D,d} - \gamma_{C,d}}{2} \quad (4.12)$$

4.1.5 Centrifugaalkracht

De centrifugaalkracht die werkzaam is op een schakel met massa M [kg] die zich voortbeweegt met een omtreksnelheid v_{PB} [m/s] over een (denkbeeldige) cirkel r [m] is gelijk aan

$$F_C = \frac{M \cdot (v_{PB})^2}{r} \quad (4.13)$$

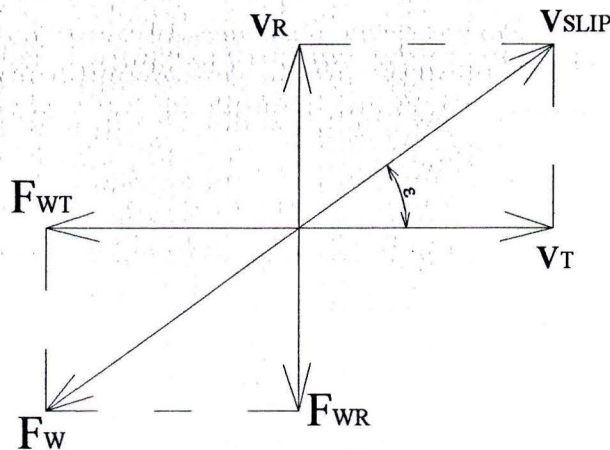
¹ $\lfloor x \rfloor = \text{int}(x)$

4.1.6 Wrijvingskracht tussen duwband en ondersteuningsvlak (gedeelde duwband)

In hoofdstuk 2 zijn reeds relaties afgeleid voor de relatieve snelheid van de duwband ten opzichte van het ondersteuningsvlak, wanneer deze zich in het contact met de conische schijf bevindt. Daarbij werd gebruik gemaakt van de radiale en tangentele component van deze vectoriele slipsnelheid. De wrijvingskracht is ook een vectoriele grootheid en is in geval van onderlinge beweging tussen de contactlichamen tegengesteld gericht aan de relatieve snelheid.

Met behulp van de tangentele en radiale component van de slipsnelheid zijn dus ook de tangentele en radiale component van de vectoriele wrijvingskracht te bepalen. In figuur 4-3 is voor een willekeurige slipsnelheid v_{SLIP} en zijn radiale en tangentele component de bijbehorende wrijvingskracht F_W weergegeven. Voor de hoek ε tussen de tangentele component van v_{SLIP} en v_{SLIP} zelf geldt

$$\varepsilon = \arctan\left(\frac{v_R}{v_T}\right) \quad (4.14)$$



Figuur 4-3: Slipsnelheid en wrijvingskracht

In het geval van relatieve beweging is $F_W = \mu \cdot F_N$. De tangentele en radiale component van de wrijvingskracht zijn dan gelijk aan

$$\begin{aligned} F_{WT} &= \cos(\varepsilon) \cdot \mu \cdot F_N = \mu_T \cdot F_N \\ F_{WR} &= \sin(\varepsilon) \cdot \mu \cdot F_N = \mu_R \cdot F_N \end{aligned} \quad (4.15)$$

De 'radiale en tangentele wrijvingscoëfficiënten' μ_R en μ_T zijn dus

$$\begin{aligned} \mu_T &= \cos(\varepsilon) \cdot \mu \\ \mu_R &= \sin(\varepsilon) \cdot \mu \end{aligned} \quad (4.16)$$

Indien de radiale en tangentele component ten opzichte van het hart van het tussenlichaam benodigd zijn wordt ε bepaald door substitutie van (4.17) in (4.14)

$$\begin{aligned} v_T &= v_{SLIP, \tan}^C \\ v_R &= v_{SLIP, rad}^C \end{aligned} \quad (4.17)$$

Hiermee zijn dan de ‘radiale en tangentele component’ van de wrijvingscoëfficiënt μ_{SU} te bepalen:

$$\begin{aligned}\mu_{SU,tan}^C &= \cos(\varepsilon) \cdot \mu_{SU} \\ \mu_{SU,rad}^C &= \sin(\varepsilon) \cdot \mu_{SU}\end{aligned}\tag{4.18}$$

Ten opzichte van het hart van de conische schijf geldt op analoge wijze:

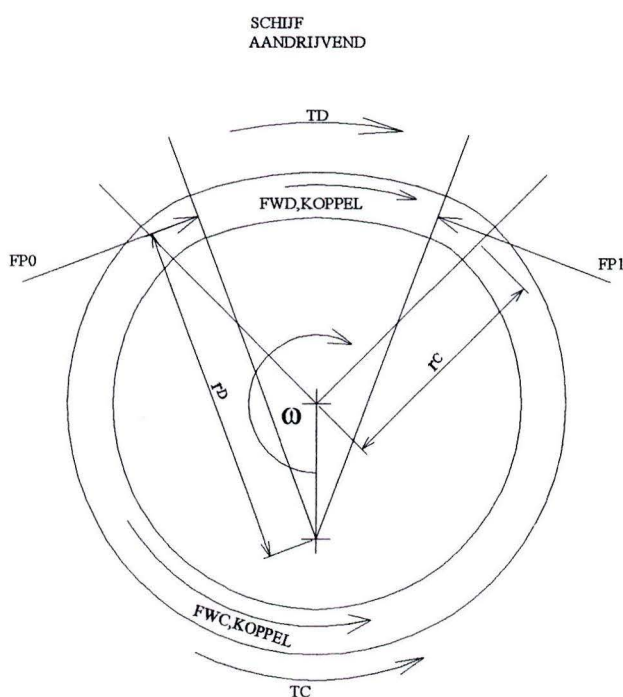
$$\begin{aligned}v_T &= v_{SLIP,tan}^D \\ v_R &= v_{SLIP,rad}^D\end{aligned}\tag{4.19}$$

$$\begin{aligned}\mu_{SU,tan}^D &= \cos(\varepsilon) \cdot \mu_{SU} \\ \mu_{SU,rad}^D &= \sin(\varepsilon) \cdot \mu_{SU}\end{aligned}\tag{4.20}$$

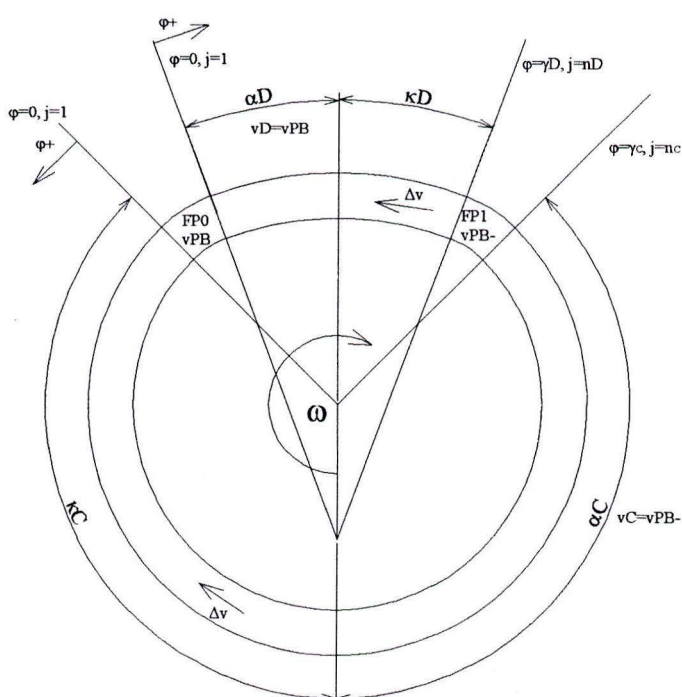
Hiermee liggen de grootte van de tangentele en radiale component van de wrijvingskracht $F_{WSU} = \mu_{SU} \cdot F_A$ tussen duwband en ondersteuningsvlak vast.

4.2 Mechanisme van koppeloverdracht

In hoofdstuk 2.3 werden bij de behandeling van het werkingsprincipe en de wijze van koppeloverdracht in de HCVT de contacthoeken opgedeeld in een rust- en kruiphoekeel. In onderstaande beschouwing wordt een en ander nader toegelicht [zie ook: 19]. Er wordt daarbij uitgegaan van een Λ -duwband, of een gedeelde duwband waarin de wrijvingscoëfficiënt tussen duwband en het ondersteuningsvlak gelijk is aan nul. De invloed hiervan wordt later besproken. Allereerst wordt de situatie bekeken waarin de conische schijf het aandrijvende lichaam, en het tussenlichaam het aangedreven lichaam is, zoals weergegeven in figuur 4-4.



Figuur 4-4a: Koppels en duwkracht



Figuur 4-4b: Omtreksnelheid, rust- en kruiphoecken

Het aanbrengen van een aandrijvend koppel T_D op de as waarop zich de conische schijf bevindt resulteert (bij een voldoende grote normaalkracht) in een wrijvingskracht $F_{WD,KOPPEL}$ werkzaam in omtreksrichting op de duwband op een straal r_D (figuur 4-4a). De duwband roteert hierdoor in gegeven richting met een hoeksnelheid ω . Het momentenevenwicht van het aangebrachte koppel T_D en de reactiekracht $F_{WD,KOPPEL}$ werkzaam op de conische schijf resulteert in

$$T_D = r_D \cdot F_{WD,KOPPEL} \quad (4.21)$$

Met een tweede momentenevenwicht, waarin de in de duwband aanwezige duwkracht in omtreksrichting beschouwd wordt,

$$T_D - F_{P1} \cdot r_D + F_{P0} \cdot r_D = 0 \Rightarrow T_D = (F_{P1} - F_{P0}) \cdot r_D \quad (4.22)$$

is eenvoudig in te zien dat voor positieve waarden van T_D moet gelden dat $F_{P1} > F_{P0}$.

Voor het lastkoppel T_C en de wrijving $F_{WC,KOPPEL}$ werkzaam op de duwband in omtreksrichting in het contact met het tussenlichaam geldt een zelfde beschouwing. In het figuur 4-4b wordt per contacthoek de coördinaat φ gedefinieerd. Deze is nul aan de zijde van de contacthoek γ waar de duwkracht de waarde F_{P0} heeft en maximaal aan de zijde waar de duwkracht gelijk aan F_{P1} is. De indexering j van afzonderlijke schakels die zich in de contacthoeken bevinden is conform de positieve richting van coördinaat φ . Bij $\varphi=0$ geldt $j=1$ en bij $\varphi=\gamma$ geldt $j=n_{\text{totaal}}$.

De toename van de duwkracht (in de richting van de op de assen werkzame koppels) van een waarde F_{P0} tot F_{P1} heeft een vervorming van de duwband in tangentele richting tot gevolg. De duwband bestaat immers uit losse elementjes en bezit dus een groot aantal vervormingplaatsen - het schakel-schakel contact op de kantelribbe - in omtreksrichting. De vervorming van het loopvlak van de conische schijf en het tussenlichaam in omtreksrichting zal daarentegen veel kleiner zijn. Verondersteld wordt nu dat de conische schijf en het tussenlichaam in het contact met de schakels oneindig stijf zijn, terwijl de duwband een eindige stijfheid bezit. De overdracht van koppel geschiedt in dat geval door een relatief elastische duwband.

Wordt de afstand twee opeenvolgende onbelaste en dus onvervormde schakels nu aangeduid met $r \cdot d\varphi$ dan is de omtreksnelheid v_φ van dit deel van de duwband gelijk aan

$$v_\varphi = r \frac{d\varphi}{dt} \quad (4.23)$$

Onder invloed van de toename van de duwkracht zullen de schakels ter plaatse van het onderlinge contact vervormen. Gemakshalve wordt aangenomen dat deze vervorming δ rechtevenredig is met de grootte van de duwkracht F_p

$$\delta = C \cdot F_p \quad (4.24)$$

De factor C is dus als het ware een maat voor de stijfheid van het contact. De afstand $r \cdot d\theta$ tussen twee (vervormde) schakels en de omtreksnelheid van dit gedeelte van de duwband zijn dan gelijk aan

$$r d\theta = (1 - \delta) \cdot r d\varphi \quad (4.25)$$

$$v_{\theta} = r \frac{d\theta}{dt} = (1 - \delta) \cdot r \frac{d\varphi}{dt} = (1 - \delta) \cdot v_{\varphi} \quad (4.26)$$

Dit houdt in dat de omtreksnelheid van de duwband afneemt bij een toename van de duwkracht F_P . De snelheid van de contactpartners (conische schijven en tussenlichaam) blijft echter constant vanwege hun oneindige stijfheid. Dit betekent dat er ergens in de contacthoek slip optreedt tussen de duwband en contactlichamen in het geval de duwkracht niet constant is. Aangezien de optredende vervormingen in het schakel-schakel contact bij gebruik van materiaal met een hoge stijfheid bijzonder gering zijn (maar wel aanwezig!) zal het optredende snelheidsverschil ook zeer gering zijn. Vanwege het zeer geringe snelheidsverschil wordt dit fenomeen daarom ook aangeduid met 'microslip', ofwel slip ten gevolge van elastische vervorming. Deze microslip of 'kruip' verklaart ook de term 'kruiphoek'.

De kruiphoek wordt namelijk gedefinieerd als dat deel van de contacthoek waar relatieve beweging is tussen de duwband (schakels) en conische schijven of tussenlichaam in omtreksrichting, en waar de duwkracht F_P dus niet constant is. Met de definitie van de wrijvingskracht uit 4.1.2 en de aanname van cirkelvormige loopbanen geldt hier dus dat $F_W = \mu \cdot F_N$ en dat deze tangentieel gericht is.

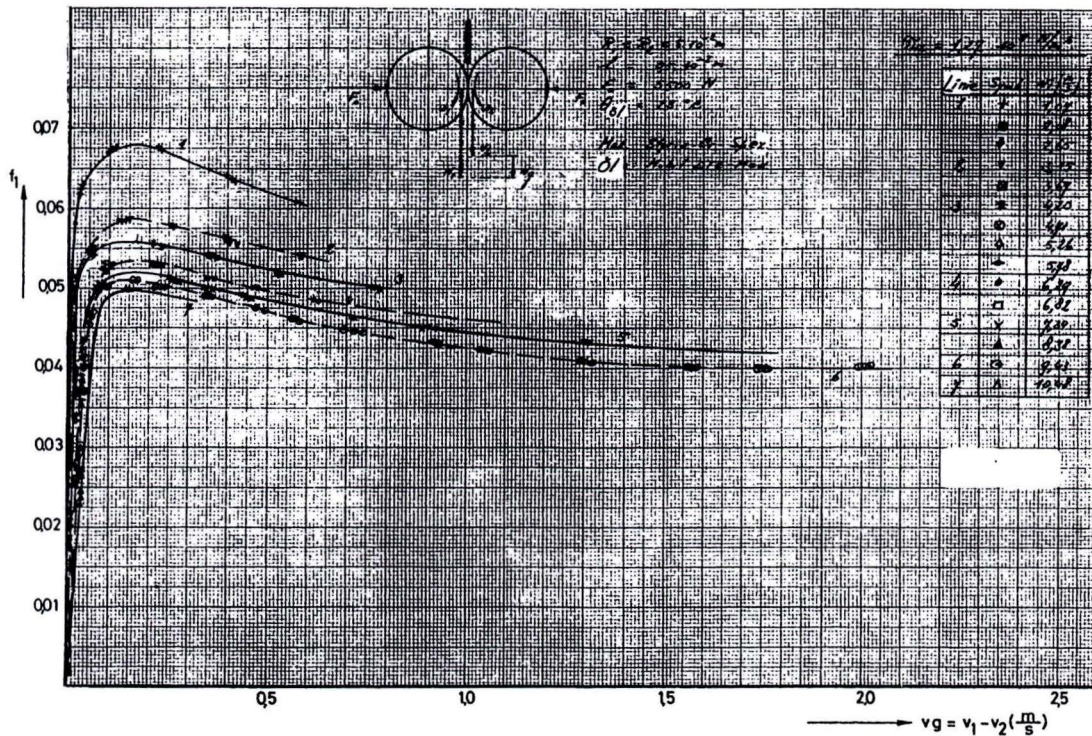
De rusthoek wordt gedefinieerd als dat deel waar geen onderlinge beweging is. Een voorwaarde hiervoor is dat de duwkracht $F_P = \text{constant}$. De wrijvingskracht in tangentele richting kan bepaald worden met behulp het krachterevenwicht op een schakel (zie 4.4). In radiale richting kan zich eveneens een deel van de wrijvingskracht $F_W \leq \mu \cdot F_N$ bevinden. De aanwezigheid en grootte van een radiale component liggen niet eenduidig vast. Deze is namelijk afhankelijk van de 'voorgeschiedenis' van de knijpkracht en koppelafname. De radiale component wordt daarom gelijk aan nul verondersteld. Deze aanname levert weinig problemen op aangezien in het algemeen de knijpkracht zodanig gekozen wordt dat het contactgebied van de duwband met de conische schijf (vrijwel) op de slipgrens ligt. De rusthoek van de conische schijf is in dat geval gelijk aan nul en de wrijvingkracht volledig tangentieel gericht.

Zoals in 4.1.6 reeds werd gesteld is de wrijvingskracht tegengesteld aan de relatieve snelheid van de beschouwde lichamen. In het figuur 4-4b is voor de contacthoek met schijf en tussenlichaam op basis van de richting van de aanwezige wrijvingskrachten $F_{WD, KOPPEL}$ en $F_{WC, KOPPEL}$ het snelheidsverschil van de duwband ten opzichte van zijn contactpartners aangeduid met Δv . (De snelheid van de duwband neemt door het toenemen van F_P af van v_{PB} naar v_{PB-}). Hiermee liggen dan tevens de snelheid van het loopvlak van de schijf en het tussenlichaam, op de plaats waar contact is met de duwband, en de ligging van de rust- en kruiphoek vast. Voor de conische schijf geldt dat deze de omtreksnelheid $v_D = v_{PB}$ moet hebben en dat de rusthoek is gelegen aan $\varphi = 0$ zijde. Voor het tussenlichaam geldt dat deze de snelheid $v_C = v_{PB-}$ moet zijn en dat de rusthoek zich bevindt aan $\varphi = \gamma$ zijde. Ten gevolge van de optredende microslip in de wrijvingscontacten bezit het aangedreven lichaam dus een omtreksnelheid die een fractie kleiner is dan de omtreksnelheid van het aandrijvende lichaam.

Indien nu de intredende zijde wordt gedefinieerd als die zijde van de contacthoek waar de duwband in gegeven rotatie richting het contact binnentreedt, en de uitredende zijde als de plaats waar de duwband het contact verlaat, dan kan met een gelijksoortige beschouwing van de situatie dat het tussenlichaam als aandrijvend lichaam wordt genomen (zie figuur B1-2 in bijlage 1) afgeleid worden dat in het algemeen geldt:

"De rusthoek bevindt zich aan intredende zijde en de kruiphoek aan de uitredende zijde".

In het geval van de toepassing van tractieolie en een EHD-smeringstoestand is de optredende microslip over het algemeen een combinatie van elastische vervormingen en de viskeuze afschuiving in de oliefilm. In het geval van de zeer dunne EHD-flims (hoge contactdrukken) blijkt, dat door de enorme toename van de stijfheid van de film, in veel gevallen de elastische vervormingen van het materiaal van dezelfde orde of zelfs groter zijn dan de invloed van de viskeuze afschuifsnelheid. Bovengenoemd mechanisme van rust- en kruiphoek is ook in dat geval bruikbaar. Zeker als ook nog het karakteristieke verband tussen de (micro)slipsnelheid v_g en de tractiecoëfficiënten f_l meegenomen wordt, zoals bijvoorbeeld afgebeeld in figuur 4-5 [20].



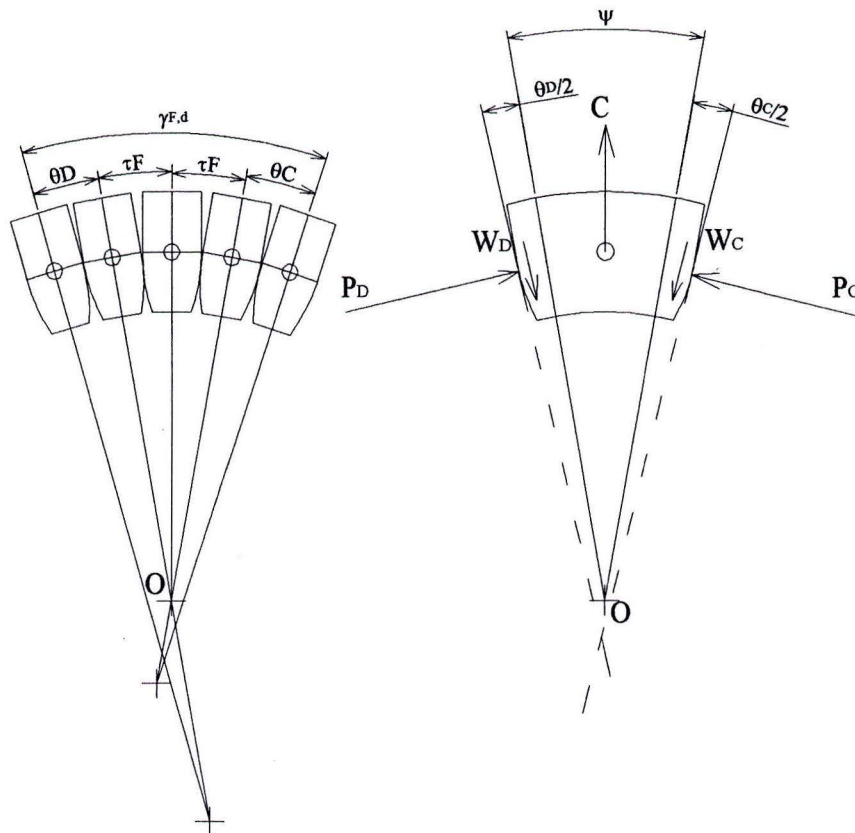
Figuur 4-5: Typisch verband tussen de tractiecoëfficiënt en de slipsnelheid

Bij zeer geringe slipsnelheden zijn de tractiecoëfficiënten f_l klein, en ontstaat een situatie die vergelijkbaar is met die in de rusthoek. Bij grotere slipsnelheden neemt de tractiecoëfficiënt toe tot zijn maximale waarde en ontstaat een situatie die gelijk is aan de hierboven beschreven kruiphoek. De (constante) wrijvingscoëfficiënten μ die in dit hoofdstuk gebruikt worden zijn niets anders dan de gemiddelde waarden van optredende tractiecoëfficiënten f_l die volgen uit de f_l - v_g karakteristiek.

4.3 Krachtdoorleiding in het overgangsgebied

Evenals bij de kinematische beschouwing wordt het gedrag van de duwband in het overgangsgebied onder de loep genomen. Dit gebied speelt bij de doorleiding van de duwkracht in de band, en daarmee het correct functioneren van de duwband, een belangrijke rol.

De duwchakels in de overgangszone worden geacht onderling gefixeerd te zijn door het nokje. Hun onderlinge hoek τ_F is in dat geval gelijk is aan de sluihoek van de schakels τ_S (zie hoofdstuk 3). Dit 'pakketje' schakels in het overgangsgebied kan dan als één lichaam beschouwd worden. In figuur 4-6 is dit pakketje en de daarop werkzame krachten weergegeven.



Figuur 4-6: Schakels in het overgangsgebied

De hoeken θ_D en θ_C kunnen gedurende rotatie van de duwband, door gebruik te maken van de gemiddelde toestand $\gamma_{F,d}$, dus gelijk zijn aan $\tau_D \leq \theta_D \leq \tau_S$ en $\tau_C \leq \theta_C \leq \tau_S$. De gemiddelde waarden van θ_D en θ_C en hoek ψ worden gedefinieerd als

$$\bar{\theta}_D = \frac{\tau_D + \tau_S}{2} \quad (4.27)$$

$$\bar{\theta}_C = \frac{\tau_C + \tau_S}{2} \quad (4.28)$$

$$\psi = \gamma_{F,d} - \bar{\theta}_D - \bar{\theta}_C \quad (4.29)$$

Het 'aantal' schakels $n_{F,d}$ in het pakketje en de op dit pakketje werkzame centrifugaalkracht C kunnen vervolgens bepaald worden met:

$$n_{F,d} = 1 + \frac{\psi}{\tau_S} \quad (4.30)$$

$$C = n_{F,d} \cdot F_C \quad (4.31)$$

Op de uiteinden van het pakketje zijn de duwkrachten P_D en P_C werkzaam. De wrijvingskrachten W_D en W_C moeten voorkomen dat het pakketje ten gevolge van de centrifugaalkracht C en de duwkrachten P_D en P_C uit de wighoek $\psi + \frac{1}{2} \theta_D + \frac{1}{2} \theta_C$ geknepen wordt. Met behulp van de krachterevenwichten en het momentenevenwicht om punt O uit figuur 4-6 kunnen relaties afgeleid worden voor de benodigde waarden van de 'wrijvingscoëfficiënten' q_D en q_C in het schakel-schakel contact om verschuiving te voorkomen:

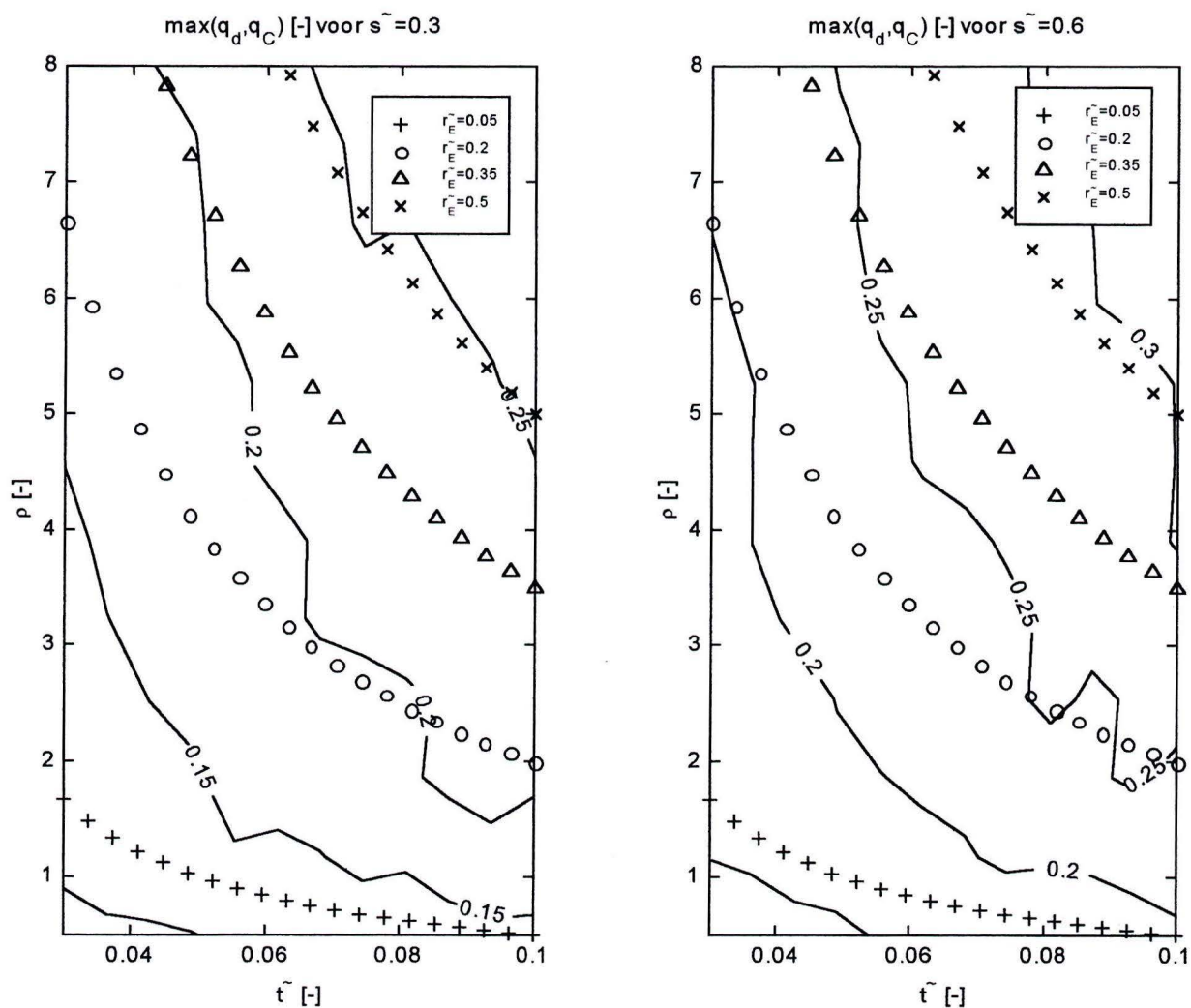
$$q_D = \frac{W_D}{P_D} \quad (4.32)$$

$$q_C = \frac{W_C}{P_D} \quad (4.33)$$

Tevens is een relatie voor de verhouding van de duwkrachten P_C/P_D op te stellen.

$$VP = \frac{P_C}{P_D} \quad (4.34)$$

Het is interessant om, op dezelfde wijze als in hoofdstuk 3, de invloed van de schakelgeometrie-parameters ρ en \tilde{t} op de grootte van q_D en q_C te bekijken. Daarbij is gebruik gemaakt van de waarden van τ_S uit figuur 3-13 (nokje werkzaam vanaf $\tilde{s} = 0.05$, bandvullingsgraad $bv = 0.997$). In figuur 4-7 is de maximaal bepaalde waarde van q_D of q_C , $\max(q_D, q_C)$, voor $\tau_D \leq \theta_D \leq \tau_S$ en $\tau_C \leq \theta_C \leq \tau_S$ uitgezet. De invloed van de centrifugaalkracht is daarin niet meegenomen: $C = 0$. Met figuur 4-7 is eenvoudig in te zien dat $C > 0$ in alle gevallen leidt tot grotere waarden van q_D en q_C .



Figuur 4-7: Minimaal benodigde wrijvingscoëfficiënt in het schakel-schakel contact ter voorkoming van verschuiving van schakels.

In het geval dat de berekende maximale waarden van q_D of q_C groter is dan de maximale waarde van de wrijvingscoëfficiënt μ_E in het schakel-schakelcontact op de kantelribbe, betekent dit dat de schakels niet door wrijving op hun plaats gehouden kunnen worden. In dat geval treedt niet alleen een rollende maar ook een glijdende beweging in het contact tussen de schakels onderling op (net zoals bijvoorbeeld in tandwieloverbrengingen op de tandflanken). Deze eventueel optredende minimale verschuiving (bij voldoende kleine $t \sim 10 \mu\text{m}$) werd, zoals in hoofdstuk 3 gesteld, acceptabel geacht. Het tekort aan wrijvingskracht in radiale richting wordt na een eventuele verschuiving opgevangen door een normaalkracht tussen schakels en conische schijf of het tussenlichaam. In paragraaf 4.4 worden deze extra normaalkrachten niet meegenomen bij de bepaling van krachten op de afzonderlijke schakels.

Voor de geprefereerde zuiver rollende beweging in het schakel-schakel contact op de kantelribbe is met behulp van figuur 4-7 in te zien dat:

- het beter is schakels met geringe \tilde{t} te nemen;
- de verhouding rolstraal/schakeldikte ρ zo klein mogelijk genomen dient te worden;
- voor grotere waarden van \tilde{s} een grotere wrijvingscoëfficiënt benodigd is;
- bij gebruik van tractieolie ($\mu \sim 0.1$) verschuiving van schakels aan de uiteinden van het overgangsgebied moeilijk te voorkomen is, zeker voor grotere waarden van \tilde{s} en als ook nog geldt dat $C > 0$;
- voor een benodigde rolstraal \tilde{r}_E op de kantelribbe het beter is te kiezen voor dunne schakels met grote ρ .

Berekenen van de waarde van $VP = P_C/P_D$ geeft voor kleine waarden van C/P_D een waarde $VP \approx 1$. Dit duidt op een correcte en constante doorleiding van de duwkracht. Indien de verhouding C/P_D echter groter wordt, wijken de waarden van VP steeds verder af van 1, en leveren in extreme gevallen zelfs negatieve getallen op. Dit kan duiden op een verstoring van de duwkrachtdoorleiding in het overgangsgebied (De duwband is immers niet in staat om trekkracht te leveren). Voor een correcte en constante krachtdoorleiding dient afhankelijk van de aanwezige centrifugaalkracht C op het pakketje daarom een waarde P_D aanwezig te zijn zodat $VP \approx 1$. Deze minimale waarde van P_D , $F_{P_{\min}}$, kan (numeriek) bepaald worden door te stellen dat

$$F_{P_{\min}} : \max(|1 - VP|) \leq 0.025 \quad (4.35)$$

Daar zich de grootste verhouding van C/P_D voordoet aan de zijde waar de duwkracht het laagst is, kan met (4.36) de minimaal benodigde waarde van de duwkracht F_{P_0} vastgesteld worden,

$$F_{P_0} \geq 0 \quad \wedge \quad F_{P_0} \geq F_{P_{\min}} \quad (4.36)$$

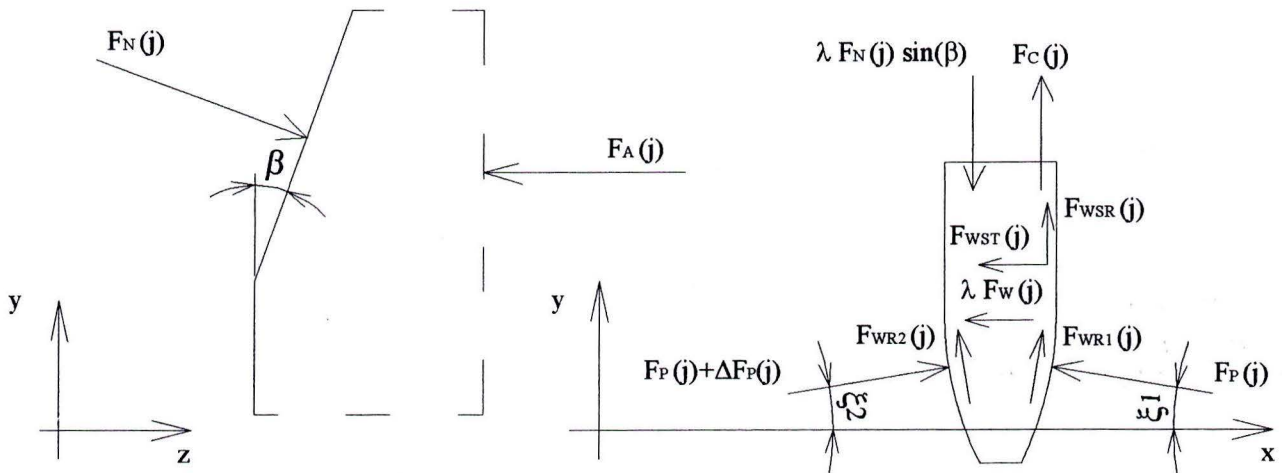
Bij de berekening van de krachten op de afzonderlijke schakels in paragraaf 4.4 wordt gebruik gemaakt van de gemiddelde waarden van q_D en q_C voor $\tau_D \leq \theta_D \leq \tau_S$ en $\tau_C \leq \theta_C \leq \tau_S$ en de gemiddelde waarden van θ_D en θ_C volgens vergelijking (4.27) en (4.28). Daarnaast geldt voor q_D en q_C dat deze nooit groter kunnen zijn dan de maximale waarde van de wrijvingscoëfficiënt μ_E .

$$\begin{aligned} q_D &\leq \mu_E = \min(\mu_E, q_{D,\text{gemiddeld}}) \\ q_C &\leq \mu_E = \min(\mu_E, q_{C,\text{gemiddeld}}) \end{aligned} \quad (4.37)$$

4.4 Bepaling van krachten

4.4.1 Krachten werkzaam op een schakel

De krachten die werkzaam kunnen zijn op een willekeurige schakel j – die zich bevindt in het gebied waar de duwband contact maakt met de conische schijf of het tussenlichaam - zijn weergegeven in figuur 4-8.



Figuur 4-8: Krachten op een schakel

De evenwichtsvergelijkingen in x-, y- en z-richting luiden:

$$\begin{aligned} \text{x:} \quad & [F_P(j) + \Delta F_P(j)] \cdot \cos(\xi_2) - F_P(j) \cdot \cos(\xi_1) - \lambda \cdot F_W(j) \\ & - F_{WST}(j) + F_{WR1}(j) \cdot \sin(\xi_1) - F_{WR2}(j) \cdot \sin(\xi_2) = 0 \end{aligned} \quad (4.38)$$

$$\begin{aligned} \text{y:} \quad & F_{WSR}(j) + F_C(j) + [F_P(j) + \Delta F_P(j)] \cdot \sin(\xi_2) + F_P(j) \cdot \sin(\xi_1) \\ & + F_{WR2}(j) \cdot \cos(\xi_2) + F_{WR1}(j) \cdot \cos(\xi_1) - \lambda \cdot F_N(j) \cdot \sin(\beta) = 0 \end{aligned} \quad (4.39)$$

$$\text{z:} \quad F_N(j) \cdot \cos(\beta) - F_A(j) = 0 \quad (4.40)$$

en $F_P(j+1)$ wordt gedefinieerd als

$$F_P(j+1) = F_P(j) + \Delta F_P(j) \quad (4.41)$$

De wrijvingskrachten F_{WR1} en F_{WR2} zijn de reactiekrachten werkzaam op de schakels $j=1$ en $j=n_D$ of $j=n_C$ ten gevolge van het pakketje schakels in het overgangsgebied. Hiervoor werd in hoofdstuk 4.3 afgeleid

$$F_{WR1} \leq \mu_E \cdot F_P(j) = \mu_1 \cdot F_P(j) = q \cdot F_P(j) \quad (4.42)$$

$$F_{WR2} \leq \mu_E \cdot F_P(j+1) = \mu_2 \cdot F_P(j+1) = q \cdot F_P(j+1) \quad (4.43)$$

Voor de wrijvingskracht $F_W(j)$ tussen schakel j en de conische schijf of conische vlak (het tractievlak) van het tussenlichaam geldt in het kruiphoekgedeelte van de contacthoek

$$F_W(j) = \mu \cdot F_N(j) \quad (4.44)$$

terwijl in het rusthoekgedeelte de waarde van $F_W(j)$ onbekend is en de duwkracht constant.

$$F_W(j) \leq \mu \cdot F_N(j) \quad (4.45)$$

$$\Delta F_P(j) = 0 \quad (4.46)$$

De statische waarde van de wrijvingscoëfficiënt, μ_0 , volgt nu uit het krachtenevenwicht en daarmee kan (4.45) geschreven worden als

$$F_W(j) = \mu_0 \cdot F_N(j) \quad (4.47)$$

F_{WST} en F_{WSR} zijn de tangentele en radiale component van de wrijvingskracht tussen duwchakels en het ondersteuningsvlak F_{WSU} ,

$$F_{WSU}(j) \leq \mu_{SU} \cdot F_A(j) \quad (4.48)$$

$$F_{WST}(j) \leq \mu_{ST} \cdot F_A(j) \quad (4.49)$$

$$F_{WSR}(j) \leq \mu_{SR} \cdot F_A(j) \quad (4.50)$$

Indien de duwchakels zich bevinden in de contacthoek met het tussenlichaam geldt op basis van de gedane aannames dat in de rusthoek:

$$\begin{aligned} \mu_{ST} = \mu_{SR} = 0 & \Rightarrow \\ F_{WST}(j) = F_{WSR}(j) = 0 & \end{aligned} \quad (4.51)$$

en in de kruiphoek

$$\begin{aligned} \mu_{ST} = \mu_{SUC} \quad , \quad \mu_{SR} = 0 & \Rightarrow \\ F_{WST}(j) = \mu_{SUC} \cdot F_A(j) \quad , \quad F_{WSR}(j) = 0 & \end{aligned} \quad (4.52)$$

Indien de schakels zich bevinden in de contacthoek met de conische schijf kan de grootte van μ_{ST} en μ_{SR} bepaald worden met (4.14), (4.17) - (4.20). De tangentele en radiale component van de slipsnelheid volgen uit de relaties uit hoofdstuk 2, (2.12) - (2.16).

$$\begin{aligned} \mu_{ST} = \mu_{SU,tan}^D \quad , \quad \mu_{SR} = \mu_{SU,rad}^D & \Rightarrow \\ F_{WST}(j) = \mu_{ST} \cdot F_A(j) \quad , \quad F_{WSR}(j) = \mu_{SR} \cdot F_A(j) & \end{aligned} \quad (4.53)$$

De richting van de radiale en tangentele component van de wrijvingskracht is afhankelijk van welk lichaam (conische schijf of tussenlichaam) aandrijvend is en waar de schakel zich in de contacthoek bevindt. De richting van de tangentele slipsnelheid is immers afhankelijk van de rotatierichting, terwijl de richting van $F_W(j)$ volgt uit figuur 4-4 en figuur B1-2. De richting van de radiale slipsnelheid is afhankelijk van het feit of de schakel zich van buiten naar binnen of v.v. aan het verplaatsen is. Met de afspraken uit figuur 4-8 kan dan aan μ_{ST} en μ_{SR} een '+' of '-' teken' toegekend worden zoals in tabel 4-1,

	conische schijf aandrijvend		tussenlichaam aandrijvend	
	μ_{ST}	μ_{SR}	μ_{ST}	μ_{SR}
$\varphi < \frac{1}{2} \gamma_D, j > \frac{1}{2} n_D$	-	+	+	-
$\varphi \geq \frac{1}{2} \gamma_D, j \geq \frac{1}{2} n_D$	-	-	+	+

Tabel 4-1: Teken μ_{SU} en μ_{SR}

Tenslotte kan middels de parameter λ het onderscheid gemaakt worden tussen de gedeelde en de Λ -duwband. Voor de gedeelde duwband geldt $\lambda=1$, en voor de Λ -duwband $\lambda=2$ (en $\mu_{SU}=0$, dus $\mu_{ST}=\mu_{SR}=0$, want er is immers geen ondersteuningsvlak!).

Met de evenwichtvergelijkingen (4.38) - (4.40), (4.41) en de afspraken ten aanzien van de diverse wrijvingskrachten (4.42) - (4.53) zijn nu de krachten $F_P(j+1)$, $F_A(j)$, $F_N(j)$ en de onbekende waarde μ_0 te schrijven als

$$F_P(j+1) = f(F_C(j), F_P(j), \mu, \mu_1, \mu_2, \beta, \xi_1, \xi_2, \mu_{ST}, \mu_{SR}, \lambda) \quad (4.54)$$

$$F_N(j) = f(F_C(j), F_P(j), \mu, \mu_1, \mu_2, \beta, \xi_1, \xi_2, \mu_{ST}, \mu_{SR}, \lambda) \quad (4.55)$$

$$F_A(j) = \cos(\beta) \cdot F_N(j) \quad (4.56)$$

$$\mu_0 = f(F_C(j), F_P(j), \mu_1, \mu_2, \beta, \xi_1, \xi_2, \mu_{ST}, \mu_{SR}, \lambda) \quad (4.57)$$

De benodigde variabelen μ , μ_1 , μ_2 , β , ξ_1 , ξ_2 , μ_{ST} , μ_{SR} in (4.54) t/m (4.57) kunnen bepaald worden met tabel 4-2 en tabel 4-3. Hierin bevinden zich de waarden van genoemde variabelen voor een schakel j die zich bevindt in het contact met de conische schijf of het tussenlichaam. Het aantal schakels dat zich daarbij bevindt in de rusthoek van de contacthoek met de conische schijf en de rusthoek van de contacthoek met het tussenlichaam is $n_{\alpha D}$ en $n_{\alpha C}$, $0 < n_{\alpha D} \leq n_D$, $0 \leq n_{\alpha C} \leq n_C$.

	$\beta=\beta_D$	schijf aandrijvend	schijf aangedreven
		$\mu_{ST} = -\mu_{SU,rad}^D(j)$	$\mu_{ST} = \mu_{SU,rad}^D(j)$
$j=1$	$\xi_1=\theta_D/2$ $\xi_2=\tau_D/2$ $\mu_1=q_D$ $\mu_2=0$	$n_{\alpha D} = 0$: $\mu=\mu_D$	$n_{\alpha D} = n_D$: $\mu=\mu_0$
		$n_{\alpha D} > 0$: $\mu=\mu_0$, $\mu_{SR} =$	$n_{\alpha D} < n_D$: $\mu=\mu_D$ en $\mu_{SR} = -\mu_{SU,rad}^D(j)$
$1 < j \leq \frac{1}{2}n_D$	$\xi_1=\xi_2=\tau_D/2$ $\mu_1=\mu_2=0$	$j > n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_D$	$j > n_D - n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_0$
		$j \leq n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_0$ en $\mu_{SR} = \mu_{SU,rad}^D(j)$	$j \leq n_D - n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_D$ en $\mu_{SR} = -\mu_{SU,rad}^D(j)$
$\frac{1}{2}n_D < j < n_D$	$\xi_1=\xi_2=\tau_D/2$ $\mu_1=\mu_2=0$	$j > n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_D$	$j > n_D - n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_0$
		$j \leq n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_0$ en $\mu_{SR} = -\mu_{SU,rad}^D(j)$	$j \leq n_D - n_{\alpha D}$: $\mu=\mu_D$ en $\mu_{SR} = \mu_{SU,rad}^D(j)$
$j=n_D$	$\xi_1=\tau_D/2$ $\xi_2=\theta_D/2$ $\mu_1=0$ $\mu_2=q_D$	$n_{\alpha D} < n_D$: $\mu=\mu_D$	$n_{\alpha D} = 0$: $\mu=\mu_D$
		$n_{\alpha D} = n_D$: $\mu=\mu_0$ en $\mu_{SR} = -\mu_{SU,rad}^D(j)$	$n_{\alpha D} > 0$: $\mu=\mu_0$ en $\mu_{SR} = \mu_{SU,rad}^D(j)$

Tabel 4-2: Contact met de conische schijf

	$\beta = \beta_C$	tussenlichaam aandrijvend	tussenlichaam aangedreven
		$\mu_{SR} = 0$	$\mu_{SR} = 0$
j=1	$\xi_1 = \theta_C/2$ $\xi_2 = \tau_C/2$ $\mu_1 = q_C$ $\mu_2 = 0$	$n_{\alpha C} = 0 : \mu = \mu_C \text{ en } \mu_{ST} = \mu_{SUC}$	$n_{\alpha C} = n_C : \mu = \mu_0, \mu_{ST} = 0$
		$n_{\alpha C} > 0 : \mu = \mu_0 \text{ en } \mu_{ST} = 0$	$n_{\alpha C} < n_C : \mu = \mu_C \text{ en } \mu_{ST} = \mu_{SUC}$
1 < j < n_C	$\xi_1 = \xi_2 = \tau_C$ $\mu_1 = \mu_2 = 0$	j > n_{\alpha C} : $\mu = \mu_C \text{ en } \mu_{ST} = \mu_{SUC}$	j > n_C - n_{\alpha C} : $\mu = \mu_0$
		j ≤ n_{\alpha C} : $\mu = \mu_0 \text{ en } \mu_{ST} = 0$	j ≤ n_C - n_{\alpha C} : $\mu = \mu_C$
j = n_C	$\xi_1 = \tau_C/2$ $\xi_2 = \theta_C/2$ $\mu_1 = 0$ $\mu_2 = q_C$	$n_{\alpha C} < n_C : \mu = \mu_C \text{ en } \mu_{ST} = \mu_{SUC}$	$n_{\alpha C} = 0 : \mu = \mu_C \text{ en } \mu_{ST} = \mu_{SUC}$
		$n_{\alpha C} = n_C : \mu = \mu_0 \text{ en } \mu_{ST} = 0$	$n_{\alpha C} > 0 : \mu = \mu_0 \text{ en } \mu_{ST} = 0$

Tabel 4-3: Contact met het tussenlichaam

4.4.2 Bedrijfspunt van een duwband

In het algemeen wordt met een bedrijfspunt van een werktuigkundig systeem een punt in het koppel-hoeksnelheid (T- ω) of kracht-snelheid (F-v) diagram bedoeld. Voor de duwband is op analoge wijze ook een bedrijfspunt te definiëren. Met behulp van de bandvorm (zie hoofdstuk 3) is de theoretische overbrengverhouding i_{th} te bepalen,

$$i_{th} = \frac{r_C}{r_D} = \frac{r_C}{r_C + s - z_{max}} \quad (4.58)$$

Indien T_D of T_C en ω_D of ω_C bekend zijn volgen de overige twee uit (4.59) en (4.60).

$$T_D = \frac{T_C}{i_{th}} \quad (4.59)$$

$$\omega_D = i_{th} \cdot \omega_C \quad (4.60)$$

Indien de totale wrijvingskrachten voor koppeloverdracht in het gebied waar contact is tussen duwband en conische schijf en duwband en tussenlichaam gelijk zijn aan respectievelijk $F_{WD,KOPPEL}$ en $F_{WC,KOPPEL}$, volgt uit het momentenevenwicht van deze wrijvingskrachten met de koppels die werkzaam zijn op de assen:

$$\frac{T}{r} = \frac{T_D}{r_D} = \frac{T_C}{r_C} = F_{WD,KOPPEL} = F_{WC,KOPPEL} \quad (4.61)$$

De eerste kenmerkende grootte voor de duwband is dus T/r . Voor een constant veronderstelde omtreksnelheid v_{PB} van de duwband op de neutrale lijn is af te leiden dat deze gelijk is aan

$$v_{PB} = \omega_C \cdot r_C = \omega_D \cdot r_D = \omega_D \cdot \frac{r_C}{i_{th}} \quad (4.62)$$

v_{PB} is de tweede kenmerkende grootheid van de duwband. Het bedrijfspunt van de duwband is hiermee te definiëren als een punt in een (F-v)-diagram, namelijk het punt ($T/r, v_{PB}$).

4.4.3 Bepaling van krachten in een bedrijfspunt

Indien de bandvorm (zie hoofdstuk 3) en het bedrijfspunt van de duwband ($T/r, v_{PB}$) vastliggen kunnen met behulp van bovenstaande relaties en tabellen alle krachten op de afzonderlijke schakels bepaald worden. Dit geschiedt door allereerst de correcte waarde voor $F_{P0} = F_P(j=1)$ vast te stellen. Daarna zijn, door het invullen van de gevonden waarde van F_{P0} in (4.54) – (4.56), alle op de afzonderlijke schakels werkzame krachten te bepalen.

Indien ten aanzien van de aangebrachte knijpkracht enige veiligheid gewenst is ('overclamping'), kan een waarde van F_K gekozen worden gelijk aan $v_K \cdot F_{Kmin}$. v_K is dan de veiligheidsfactor in verband met de knijpkracht. Bij de CVT's van VDT en LuK wordt in het algemeen gebruik gemaakt van $v_K = 1.2 - 1.3$ om het volledig doorslippen van de band respectievelijk ketting te voorkomen in geval van plotselinge koppelfluctuaties.

Het rekenschema luidt:

1. $F_{P0} = F_{Pmin}$
2. Bepaling van $F_{WD, KOPPEL}$ voor $0 \leq n_{\alpha D} \leq n_D$ met

$$F_{WD, KOPPEL} = \lambda \cdot \sum_{j=1}^{n_D} F_{WD}(j) \quad (4.63)$$

3. Bepaling van $n_{\alpha D}$ waarvoor $F_{WD, KOPPEL} = T/r$

$$4. \quad v_{KD} = \frac{\lambda \cdot \mu_D \cdot \sum_{j=1}^{j=n_D} F_{ND}(j)}{T/r} \geq ? v_K \quad (4.64)$$

JA: → stap 5

NEE: F_{P0} verhogen → stap 2

5. Bepaling van $F_{WC, KOPPEL}$ voor $0 \leq n_{\alpha C} \leq n_C$ bij de gevonden waarde van $n_{\alpha D}$ met

$$F_{WC, KOPPEL} = \lambda \cdot \sum_{j=1}^{n_C} F_{WC}(j) + \sum_{j=1}^{n_C} F_{WST}(j) + \sum_{j=1}^{n_D} \mu_{SU, tan}^C(j) \cdot F_{AD}(j) \cdot \frac{r_{SU}(j)}{r_C} \quad (4.65)$$

6. Bepaling van $n_{\alpha C}$ waarvoor $F_{WC, KOPPEL} = T/r$

$$7. \quad v_{KC} = \frac{\lambda \cdot \mu_C \cdot \sum_{j=1}^{j=n_C} F_{NC}(j) + \mu_{SUC} \cdot \sum_{j=1}^{j=n_C} F_{AC}(j)}{T/r} \geq ? v_K \quad (4.66)$$

JA: → stap 8

NEE: F_{P0} ophogen → stap 2

8. Bepaling alle krachten met de gevonden waarde van F_{P0} en de knijpkracht F_K met

$$F_K = \sum_{j=1}^{n_D} F_{AD}(j) \quad (4.67)$$

De derde term in (4.65) heeft nog enige toelichting. Dit is de tangentiële component van de wrijvingskracht tussen duwband en ondersteuningsvlak op het moment dat de duwband zich bevindt in de contacthoek met de conische schijf. Deze wrijvingskracht levert immers ook een bijdrage aan het 'momentenevenwicht' tussen alle op het tussenlichaam werkende

wrijvingskrachten in omtreksrichting ($F_{WC,KOPPEL}$) en het koppel dat aangebracht wordt op de as ($T/r=T_C/r_C$) waarop zich het tussenlichaam bevindt. Evenals in tabel 4-1 is de richting van de wrijvingskracht (en daarmee het teken van de wrijvingscoëfficiënt) afhankelijk van welk lichaam aandrijvend is. Met figuur 4-4 en B1-2 is in te zien dat als:

- de schijf aandrijvend is: $\mu_{SU,tan}^C \geq 0$ (positief) ;
- het tussenlichaam aandrijvend is: $\mu_{SU,tan}^C \leq 0$ (negatief).

Dit houdt in dat indien de schijf het aandrijvende lichaam is, de laatste term positief bijdraagt aan $F_{WC,KOPPEL}$. Anders gezegd: een deel van het koppel wordt rechtstreeks via de duwband naar het ondersteuningsvlak overgedragen op het tussenlichaam. Dit betekent ook dat het verschil in duwkracht $F_{P1}-F_{P0}$ kleiner zal zijn en in het contact met het tussenlichaam nog maar een deel van het koppel overgedragen hoeft te worden. In het andere geval, dat van een aandrijvend tussenlichaam, werkt de derde term echter tegen: de overige twee termen dienen groter te zijn om dezelfde waarde van $F_{WC,KOPPEL}$ te verkrijgen. Het verschil in duwkracht $F_{P1}-F_{P0}$ zal daarom ook groter zijn!

In hoofdstuk 6 worden ter illustratie van bovenstaande modelvorming en berekeningsmethode in een bedrijfspunt uit het (T- ω) veld van een constructie, en het daaruit volgende bedrijfspunt (T/r, v_{PB}) van de duwband, alle krachten op de afzonderlijke schakels bepaald.

5 CONTACTSPANNINGEN

5.1 Levensduur en slijtage

5.1.1 Belangrijkste te verwachten slijtagevormen

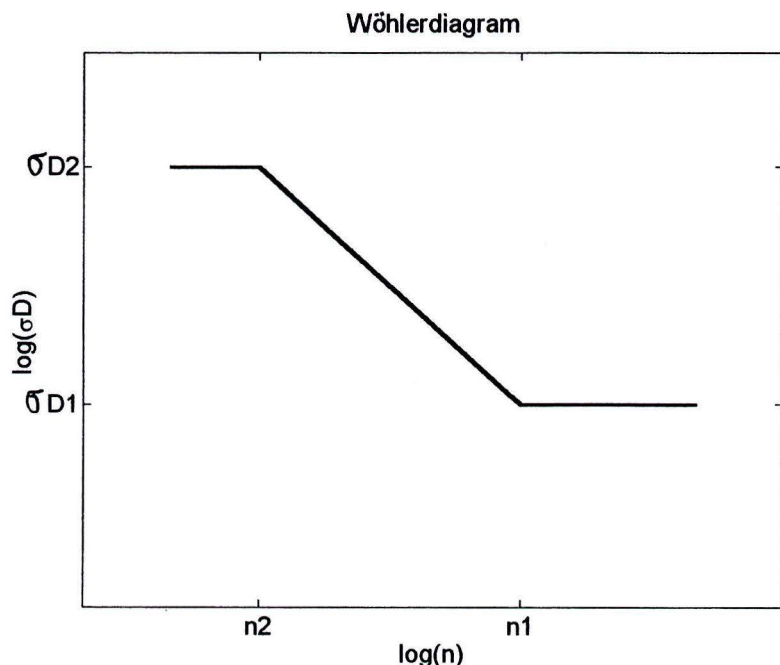
Op basis van de optredende belasting in de diverse contacten tussen duwchakels en hun omgeving en tussen duwchakels onderling zijn de belangrijkste slijtagevormen die verwacht worden:

1. Vermoeiingsslijtage:

Een belangrijk gegeven dat bij de bepaling van de maximale belastbaarheid en levensduur van een duwband en HCVT-systeem een rol speelt is de grootte van de contactspanningen die optreden in het contact van de duwchakels onderling (kantelribbe) en met hun omgeving. Het bepalende mechanisme in dit verband is het verschijnsel 'vermoeiing'. Afhankelijk van het aantal belastingscycli en de daarbij optredende spanningen kunnen hoogbelaste (rollende) contacten na verloop van tijd een slijtagebeeld vertonen dat gekenmerkt wordt door het uitbreken van stukjes materiaal, putvorming of 'pitting' genoemd.

Dit is in 't algemeen bij gelijksoortige contactsituaties, zoals die optreden in bijvoorbeeld wentellagers, tandwieloverbrengingen en andere CVT's een van de belangrijkste slijtage-oorzaken. De bepaling van de benodigde afmetingen van wentellagers en tandwielen is dan ook voor een groot deel gebaseerd op de bepaling van optredende contactspanningen en het zodanig kiezen van de afmetingen dat een acceptabel spanningsniveau

ontstaat. De relatie tussen het aantal belastingscycli n en de optredende drukspanningen σ_D in verband met het vermoeiingsverschijnsel kan worden weergegeven in een Wöhlerdiagram (figuur 5-1).



Figuur 5-1: Wöhlerdiagram

Kenmerkende punten in dit diagram zijn σ_{D1} en σ_{D2} en n_1 ($10^7 - 10^8$ belastingscycli) en n_2 ($10^5 - 10^6$ cycli). In het algemeen geldt dat bij waarden van σ_{D1} geen merkbare putvorming en nadelige blijvende vervormingen optreden. Dit houdt in dat bij spanningen tot σ_{D1} in principe een 'oneindige' levensduur bereikt kan worden. Bij σ_{D2} zal na n_2 belastingscycli bij tandwielen zo'n 10% uitval optreden wegens putvorming. Bij wentellagers zijn de

optredende vervormingen bij een waarde van σ_{D2} nog juist acceptabel in het geval van incidentele overbelasting (voor praktische waarden van σ_{D1} en σ_{D2} : zie tabel 5-1 in 5.1.3).

De oorzaak van deze vorm van slijtage is te verklaren met de algemeen geaccepteerde 'schuifspanninghypothese'. De - ten gevolge van de belasting in het contact - in het materiaal aanwezige schuifspanning leidt bij een overschrijding van de toelaatbare waarde hiervan tot het begin van scheurvorming in het materiaal. Dit resulteert na verloop van tijd in het uitbreken van kleine stukjes materiaal en in het ergste geval tot ernstige kratervorming op de contactoppervlakken. De maximale waarde van de schuifspanning in het materiaal bevindt zich juist onder het contactoppervlak (zie 5.2).

2. Adhesieve slijtage:

Aangezien behalve een normaalkracht ook een wrijvingskracht in de contacten aanwezig is, is een tweede belangrijke slijtagevorm die op de loer ligt de adhesieve slijtage. Een adhesief karakter van de materiaalparing in de wrijvingscontactpunten lijkt op het eerste oog aantrekkelijk, aangezien dit ook een hoge wrijvingscoëfficiënt met zich meebrengt. Dit betekent echter vaak ook een toename van de adhesieve slijtage. Doordat de contacten onder hoge druk over elkaar afgeschoven worden bestaat het gevaar dat stukjes van het materiaal overgedragen worden tussen de contactlichamen, of losscheuren. Dit uit zich in de ergste vorm als 'vreten', dat meestal het compleet uitvallen van het systeem inhoudt.

5.1.2 Beperken en voorkomen van adhesieve slijtage

Daar onbeschermde, hoogbelaste contacten meestal een kort leven beschoren zijn ten gevolge van met name adhesieve slijtage, wordt in veel toepassingen (tandwielen, lagers) met veel succes olie toegepast. Door middels een zeer dunne (EHD) olielfilm of grenssmering te zorgen voor loopvlak scheiding (eventueel door het toevoegen van 'dopes' aan de olie voor extra bescherming in extreme situaties), en daarmee een beschermd contact te creëren, wordt de levensduur aanzienlijk verlengd. Dit is zelfs zo effectief dat op de tandflanken van tandwielen na vele belastingswisselingen vaak de oorspronkelijke bewerkingsporen nog zijn terug te vinden.

Hoewel de termen 'CVT', 'wrijvingsoverbrenging' en 'olie' in eerste instantie een vreemde combinatie lijken biedt deze methode mede door de nog steeds in opmars zijnde ontwikkeling van speciale tractieoliën toch een goede oplossing. In een eerste praktijktest met een gedeelde duwband (Testconstructie: zie hoofdstuk 6) met tractieolie (SANTOTRAC 50) vertoonden de contactvlakken op de schakels, conische schijf en het tussenlichaam na ongeveer 400.000 omwentelingen met koppels tussen 20 en 85 [Nm] geen sporen van adhesieve- en vermoeiingsslijtage. Ter voorkoming van adhesieve slijtage ('koudlas') lijkt het toepassen van tractieolie in de HCVT dus ook een goede oplossing. Concrete uitspraken ten aanzien van vermoeiing zijn gezien het aantal belastingswisselingen op dit moment nog niet te doen.

Daar men in de CVT-wereld voortdurend op zoek blijft naar de verhoging van de wrijvingscoëfficiënt in de wrijvingscontacten ter verlaging van de belastingen wordt in het HCVT-project ook aandacht besteed aan alternatieve materiaalkeuzen met voldoende drukvastheid (hardmetaal, technisch keramiek, staal+coating) die in een niet of op een alternatieve wijze 'gesmeerde' situatie een hogere wrijvingscoëfficiënt opleveren dan bij toepassing van tractieolie. Grote vraag in dit verband is natuurlijk of op deze wijze een toereikende levensduur bereikt kan worden. Een goede combinatie van materialen en het toegepaste smeermiddel, en een betrouwbare en constante waarde van de wrijvingscoëfficiënt

zijn hiervoor een vereiste. Een recent voorbeeld van de ontwikkelingen op dit gebied is de ‘drooglopende’ CVT met de BANDO AVANCE [18] die Volkswagen wil gaan testen in de LUPO. Het onderdeel ‘alternatieve materiaalkeuze’ valt verder buiten het bestek van dit verslag en in vervolg wordt uitgegaan van de toepassing van staalsoorten in combinatie met (tractie)olie.

5.1.3 Beperken en voorkomen van vermoeiingsslijtage

Er van uitgaande dat de adhesieve slijtage door het (correct) toepassen van een tractieolie tot een minimum beperkt kan worden, wordt de aandacht gericht op de vermoeiingsslijtage. Ter voorkoming hiervan en het verkrijgen van een in principe ‘oneindige levensduur’ dienen de optredende contactspanningen in de verschillende contactsituaties en in alle bedrijfspunten de waarde σ_{D2} uit het Wöhlerdiagram niet te overschrijden.

Hiervoor zijn de volgende mogelijkheden:

- Het verlagen van de belasting (triviaal). Dit betekent de vergroting van de duwband en het systeem (r_C) of het verlagen van het maximaal door te leiden koppel.
- Het bereiken van een zo hoog mogelijk waarde van σ_{D2} door het toepassen van kwalitatief hoogwaardige staalsoorten (zuivere materialen) die optimaal gehard zijn (62-64 HRC). Daarnaast bieden oppervlaktebehandeling zoals bijvoorbeeld nitreren vaak een verhoogde weerstand tegen vermoeiingsslijtage. Voor zowel de hardings- als nitreerdiepte geldt dat deze bij voorkeur groter moet zijn dan diepte waarop zich de maximale schuifspanning bevindt (zie: 5.2).
- Het optimaliseren van de contactvlakken op de schakels door deze te voorzien van de juiste kromtestralen en afmetingen.

Dit laatste punt zal het onderwerp zijn van het vervolg van dit hoofdstuk. Na een korte inleiding op de theorie van Hertz wordt deze gebruikt bij de optimalisatie van kromtestralen van de diverse contactvlakken op de schakels en bij de bepaling van de optredende contactspanningen.

Tabel 5-1 geeft een overzicht van praktische waarden van σ_{D1} en σ_{D2} in toepassingen met vergelijkbare contactsituaties. De toelaatbare spanningen in de wentellagertechniek zijn hoger dan in de tandwieltechniek door een betere beheersing van de staalkwaliteit en bewerking [25]. Ook in het geval van de toroïde-CVT is het verschil te verklaren door de gebruikte staalkwaliteit [22].

	staalkwaliteit/toestand	hardheid HRC	σ_{D1} [N/mm ²]	σ_{D2} [N/mm ²]
wentellagers	optimaal gehard	~ 62	3600	5100
tandwielen	optimaal gehard	~ 55	1800	2550
toroïde-CVT		-	3600	-

Tabel 5-1: Toelaatbare spanningen in vergelijkbare contactsituaties

5.2 Theorie van Hertz

Voor de bepaling van de optredende contactspanningen in diverse toepassingen wordt nog steeds succesvol gebruik gemaakt van de reeds in 1881 (!) gepubliceerde theorie van Hertz. Ook de levensduur- en belastbaarheidberekeningen in tandwiel- en wentellagertoepassingen zijn voor een groot deel gebaseerd op theorie van Hertz en de Wöhlerdiagrammen van de toegepaste materiaalsoorten.

Indien in het vervolg gebruik gemaakt wordt van de term $\bar{\sigma}_{HZ}$, wordt hiermee de voor de toegepaste materiaalparing toelaatbare geachte waarde van de Hertzse spanning σ_{HZ} bedoeld. $\bar{\sigma}_{HZ}$ is dus een materiaaleigenschap die voor een 'oneindige' levensduur gelijk is aan de kleinste waarde van σ_{D2} uit de Wohlerdiagrammen van de materialen van de contactlichamen. Hoewel er voor de bepaling $\bar{\sigma}_{HZ}$ enkele vuistregels bestaan [zie bijvoorbeeld: 23] worden de Wohlerkrommes in de praktijk meestal proefondervindelijk vastgesteld onder condities die zo goed mogelijk overeenkomen met de in de toepassing aanwezige condities.

Aangezien er van publicatie tot publicatie verschil is in de gebruikte symboliek en definities ten aanzien van de theorie van Hertz wordt in 5.2.1 - 5.2.3 een overzicht gegeven van de in hoofdstuk 5.3 gebruikte symbolen en vergelijkingen [19, 21, 25, 26]. Om dit niet het karakter te geven van een kopie van de complete afleiding van de theorie van Hertz worden de hierbij gebruikte termen bekend verondersteld.

5.2.1 Gereduceerde elasticiteitsmodulus

De gereduceerde elasticiteitsmodulus is gedefinieerd als

$$E_R = 2 \cdot \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]^{-1} \quad (5.1)$$

5.2.2 Punt- of elliptisch contact

De maximale waarde van de Hertzse spanning is gelijk aan

$$\sigma_{HZ} = \frac{3 \cdot F_N}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad (5.2)$$

De halve lengte a en breedte b van de contactellips zijn te bepalen aan de hand van

$$a = \mu_\omega \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_N \cdot r}{E_R}} \quad (5.3)$$

$$b = \nu_\omega \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_N \cdot r}{E_R}} \quad (5.4)$$

en de ellipticiteit e is gedefinieerd als

$$e = \frac{a}{b} \quad (5.5)$$

De gereduceerde kromtestralen R_{Rj} van de contactlichamen i in de twee hoofdkrommingsvlakken j met kromtestralen r_{ij} zijn:

$$R_{R1} = \frac{r_{11} \cdot r_{21}}{r_{11} + r_{21}} \quad (5.6)$$

$$R_{R2} = \frac{r_{12} \cdot r_{22}}{r_{12} + r_{22}} \quad (5.7)$$

Afhankelijk van de grootte van R_{R1} en R_{R2} zijn daarmee de gereduceerde welvings- en rolstraal en de welvingverhouding te bepalen,

gereduceerde welvingstraal: $R = \max(R_{R1}, R_{R2}) \quad (5.8)$

gereduceerde rolstraal: $r = \min(R_{R1}, R_{R2}) \quad (5.9)$

welvingverhouding: $\omega = \frac{R}{r} \quad (5.10)$

De waarden van μ_ω en ν_ω uit (5.3) en (5.4) zijn te bepalen aan de hand van hiervoor ter beschikking staande diagrammen en tabellen. Een andere methode, die hier toegepast wordt, is gebruik te maken van de benaderingsformules van Horowitz.

Voor $1 \leq \omega < 30 \quad \vee \quad 1 \leq e < 8.86$ (kort elliptisch contact)

$$\begin{aligned} \mu_\omega &\approx 0.7937 \cdot \omega^{11/24} \\ \nu_\omega &\approx 0.7937 \cdot \omega^{-4/21} \\ e &\approx \omega^{11/17} \Rightarrow \omega \approx e^{17/11} \end{aligned} \quad (5.11)$$

En voor $20 < \omega < 10^5 \quad \vee \quad 6.9 < e < 842$ (lang elliptisch contact)

$$\begin{aligned} \mu_\omega &\approx 1.015 \cdot \omega^{8/21} \\ \nu_\omega &\approx 0.7937 \cdot \omega^{-4/21} \\ e &\approx 1.28 \cdot \omega^{4/7} \Rightarrow \omega \approx \left(\frac{e}{1.28} \right)^{7/4} \end{aligned} \quad (5.12)$$

De maximale waarde van de schuifspanning bevindt zich op een diepte z onder het oppervlak. Deze is van belang voor de bepaling van de benodigde c.q. gewenste hardings- en/of nitreerdiepte. Met tabel 5-2 en bovenstaande vergelijkingen is de waarde van de maximale schuifspanning en de diepte onder het contactoppervlak waarop deze zich bevindt te bepalen afhankelijk van de ellipticiteit e .

contact:	lijn	elliptisch				cirkel
e	∞	5	2.5	1.67	1.25	1
z/b	0.785	0.745	0.665	0.590	0.530	0.480
τ_{\max}/σ_{HZ}	0.3	0.322	0.325	0.323	0.317	0.310

Tabel 5-2: z/b en τ_{\max}/σ_{HZ} als functie van e

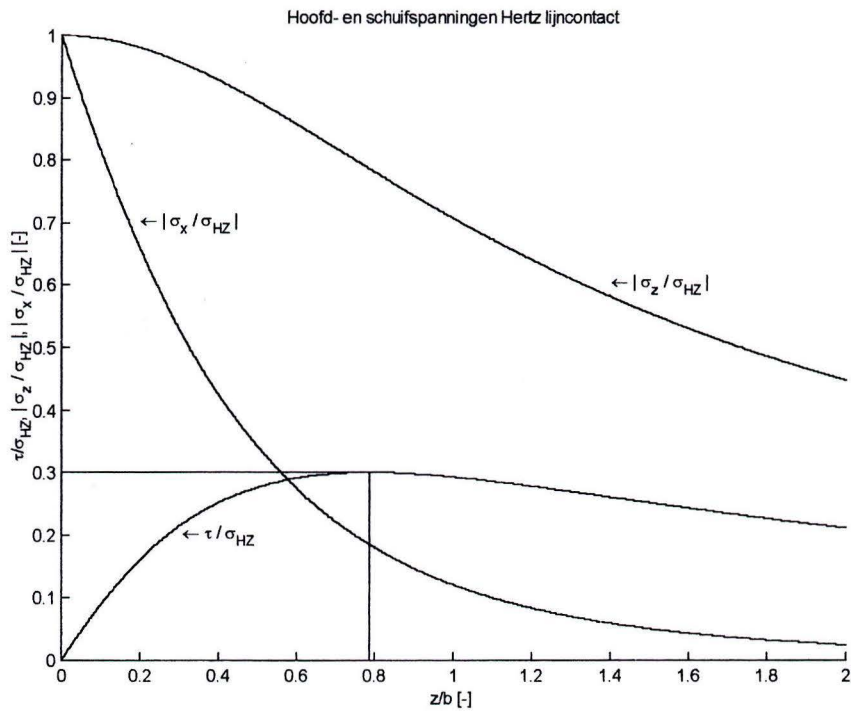
5.2.3 Lijncontact

De gereduceerde rolstraal, de maximale waarde van de Hertze spanning, en de halve breedte van het contactvlak zijn gelijk aan

$$r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{HZ} = \sqrt{\frac{F_N \cdot E_R}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot l}} \quad (5.14)$$

$$b = \frac{4 \cdot \sigma_{HZ} \cdot r}{E_R} \quad (5.15)$$



Figuur 5-2: Grafische weergave van hoofdspansingen en schuifspanning

Het verloop van de schuifspanning (vlakspanningstoestand) in de richting loodrecht op het contactoppervlak ter plaatse van de maximale Hertze spanning is te beschrijven met:

$$\frac{\tau}{\sigma_{HZ}} \left(\frac{z}{b} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\sigma_z}{\sigma_{HZ}} \left(\frac{z}{b} \right) - \frac{\sigma_x}{\sigma_{HZ}} \left(\frac{z}{b} \right) \right] = \left(\frac{z}{b} \right) - \frac{\left(\frac{z}{b} \right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b} \right)^2}} \quad (5.16)$$

In figuur 5-2 zijn de (absolute) waarden van σ_x/σ_{HZ} , σ_z/σ_{HZ} en de daaruit te bepalen waarde van τ/σ_{HZ} grafisch uitgezet tegen z/b . De maximale waarde van de schuifspanning ($\tau_{\max}/\sigma_{HZ} = 0.3$) ligt overeenkomstig tabel 5.2 ($e=\infty$) op een diepte $z/b=0.785$.

5.2.4 Modelvorming en aannames

De bepaling van de optredende contactspanningen in de diverse contacten van de schakels onderling en met hun omgeving vindt plaats met de hierboven genoemde vergelijkingen afkomstig uit de theorie van Hertz.

De belangrijkste vooronderstellingen van Hertz zijn:

- de afmetingen van het contactvlak (puntcontact: a en b , lijncontact: b) \ll de afmetingen van beide contactlichamen;
- de oppervlakken zijn volmaakt glad (geen ruwheid);
- er heerst een statisch krachterevenwicht;
- in het contact zijn uitsluitend normaalkrachten werkzaam en geen wrijvingskrachten;
- op grote afstand van het contact zijn de vervormingen verwaarloosbaar, ondersteuningskrachten zijn niet meer merkbaar;
- het materiaal is lineair elastisch en de proportionaliteitsgrens wordt nooit overschreden.

Het mag duidelijk zijn dat in de praktijk slechts zelden voldaan wordt aan bovenstaande vooronderstellingen. De succesvolle toepassing in tal van gebieden gedurende de afgelopen 120 jaar bewijst echter de geschiktheid van de theorie van Hertz voor constructeursdoeleinden. Recente numerieke controle met behulp van onder andere de eindige elementen methode (EEM) bevestigen dit [25].

Daar in het geval van duwcontacten met eindige afmetingen de afmetingen a en/of b van het contactgebied volgens Hertz al snel van dezelfde orde zijn als de afmetingen van het beschikbare contactoppervlak op een schakel en de schakeldikte t , wordt ten aanzien van de vooronderstelling (a, b) \ll afmetingen contactlichamen de volgende aannames gedaan.

- Ter voorkoming van hoog oplopende kantspanningen worden de kromtestralen op de schakels zodanig bepaald dat de afmetingen a en b (puntcontact) en b (lijncontact) bij een waarde van $\bar{\sigma}_{HZ}$ gelijk zijn aan of kleiner zijn dan de afmetingen van het beschikbare contactoppervlak op de schakels. Dit houdt in dat het contactoppervlak volgens Hertz zich niet uitstrekt tot een niet bestaand gebied. In 5.3.1 en 5.3.2 wordt dit toegepast voor de bepaling van benodigde kromtestralen in het schakel-schijf en schakel-tussenlichaam contact¹.
- In het schakel-schakel contact, waar niet vanzelfsprekend voldaan wordt aan $b \ll t$ (schakeldikte), en daarnaast ook nog sprake is van een tweezijdig belaste situatie wordt in 5.3.3 een equivalente waarde voor σ_{HZ} bepaald. De methode die hier toegepast wordt toont grote overeenkomsten met vergelijkbare beschouwingen zoals die beschreven worden in bijvoorbeeld [21], en houdt in dat de (schuif)spanningen ten gevolge van twee dicht bij elkaar liggende Hertzse contacten worden gesommeerd.

Daarnaast wordt de invloed van de eventueel in het contact aanwezige wrijvingskracht, conform de vooronderstellingen van Hertz, niet meegenomen. Er is dus alleen sprake van een normaalkracht F_N in het contact.

¹ Bij elliptische contacten is op deze wijze nog enige 'overbelasting' mogelijk. De berekende waarden zijn dus in ieder geval aan de veilige kant.

Door gebruik te maken van bovenstaande aannames wordt verondersteld dat op een analytische wijze de benodigde kromtestralen en optredende contactspanningen voldoende nauwkeurig bepaald kunnen worden. In het stadium dat de schakelgeometrie in zijn geheel een meer definitief karakter heeft gekregen is een EEM-analyse voor de 'fine-tuning' zinvol. Hiermee kunnen (kan) dan

- de analytisch bepaalde waarden van kromtestralen en contactspanningen geverifieerd en eventueel verder geoptimaliseerd worden;
- de algehele spanningstoestand in de schakel door de hier op werkzame krachten bepaald worden. Eventuele kritieke gebieden kunnen vervolgens door een aanpassing van de schakelgeometrie (afrondingsstralen e.d.) worden geëlimineerd.

5.3 Contactsituaties

Aan de hand van de definities van de schakelgeometrie in hoofdstuk 3 (figuur 3-1 en 3-2) worden relaties afgeleid voor de benodigde kromtestralen en optredende contactspanningen in de contacten van schakel met zijn omgeving. De beschouwde contactsituaties zijn:

- schakel – conische schijf
- schakel – tussenlichaam
- schakel – schakel
- schakel – ondersteuningsvlak (gedeelde duwband)

5.3.1 Schakel-conische schijf

De conische schijf is in hoofdkrommingsvlak 1 ongewelfd ($r_{D1}=\infty$) en heeft in hoofdkrommingsvlak 2 een straal gelijk aan

$$r_{D2} = -\frac{r_D}{\sin(\beta_D)} \quad (5.17)$$

Dit betekent dat de straal r_{D2} afhankelijk is van de positie van het tussenlichaam en dus van de overbrengverhouding. Het contactvlak op de schakel is tweezijdig gewelfd (r_{11} en r_{12}). Er wordt gebruik gemaakt van de relaties voor puntcontact uit 5.2.2.

Voor de gereduceerde kromtestralen geldt aangezien $r_{1D}=\infty$

$$R_{R1} = r_{11} \quad (5.18)$$

$$R_{R2} = \frac{r_{12} \cdot r_{D2}}{r_{12} + r_{D2}} \quad (5.19)$$

Er is een conforme contactsituatie in hoofdkrommingsvlak 2, dus $r_{12} \leq |r_{D2}|$, en een contraforme contactsituatie in hoofdkrommingsvlak 1. Bij het huidige ontwerp van schakels wordt, zoals in hoofdstuk 3 aan de orde kwam, de kromtestraal r_{11} aangebracht om uitlijnfouten en vervormingen van de constructie onder belasting op te kunnen vangen. Bij een gegeven

waarde van $\bar{\sigma}_{HZ}$ kan de in dat geval maximaal toelaatbare normaalkracht bepaald worden met vgl. (5.2). Bij een juiste keuze van r_{11} en r_{12} zijn 2a en 2b dan immers juist gelijk aan t_D en l_D .

$$\bar{F}_N = \frac{\pi \cdot l_D \cdot t_D \cdot \bar{\sigma}_{HZ}}{6} \quad (5.20)$$

De gewenste ellipticiteit van het contact, en daarmee ook de welvingverhouding ω , en μ_ω en ν_ω door gebruik te maken van de benaderingsformules (5.11) en (5.12), zijn ook bekend.

$$e = \max\left(\frac{l_D}{t_D}, \frac{t_D}{l_D}\right) \quad (5.21)$$

Afhankelijk van de afmetingen van het contactvlak (t_D , l_D) kunnen vervolgens r_{11} en r_{12} bepaald worden. In het geval dat $l_D \geq t_D$ is de contactellips uitgestrekt in radiale richting en geldt dat de welving- en rolstraal gelijk zijn aan

$$R=R_{R1}, \quad r=R_{R2} \quad (5.22)$$

De maximale afmetingen van de contactellips zijn

$$2b=t_D, \quad 2a=l_D \quad (5.23)$$

De benodigde kromtestralen r_{12} en r_{11} kunnen dan bepaald worden met

$$r_{12} = \frac{E_R \cdot r_D \cdot t_D^2}{4 \cdot l_D \cdot \nu_\omega^3 \cdot \pi \cdot r_D \cdot \bar{\sigma}_{HZ} + E_R \cdot t_D^2 \cdot \sin(\beta_D)} \quad (5.24)$$

$$r_{11} = \frac{E_R \cdot \omega \cdot t_D^2}{4 \cdot l_D \cdot \nu_\omega^3 \cdot \pi \cdot \bar{\sigma}_{HZ}} \quad (5.25)$$

Als $l_D < t_D$ (contactellips uitgestrekt in tangentele richting) zijn de welving- en kromtestraal en de maximale afmetingen van de contactellips gelijk aan

$$R=R_{R2}, \quad r=R_{R1} \quad (5.26)$$

$$2a=t_D, \quad 2b=l_D \quad (5.27)$$

Voor de kromtestralen r_{11} en r_{12} is in dat geval af te leiden

$$r_{11} = \frac{E_R \cdot l_D^2}{4 \cdot \nu_\omega^3 \cdot \pi \cdot t_D \cdot \bar{\sigma}_{HZ}} \quad (5.28)$$

$$r_{12} = \frac{E_R \cdot l_D^2 \cdot \omega \cdot r_D}{4 \cdot \nu_\omega^3 \cdot \pi \cdot r_D \cdot t_D \cdot \bar{\sigma}_{HZ} + E_R \cdot l_D^2 \cdot \omega \cdot \sin(\beta_D)} \quad (5.29)$$

5.3.2 Schakel-tussenlichaam

Het contactoppervlak op de schakel met het tussenlichaam is vanwege de positioneringfunctie eenzijdig gewelfd ($r_{21}=\infty$, r_{22}). Het tussenlichaam heeft in hoofdkrommingsvlak 1 om diezelfde reden een straal $r_{C1}=\infty$. De kromtestraal van het tussenlichaam in hoofdkrommingsvlak 2 is gelijk aan

$$r_{C2} = -\frac{r_C}{\sin(\beta_C)} \quad (5.30)$$

Dit betekent dat er evenals in het contact tussen schakels en schijf in hoofdkrommingsvlak 2 een conforme contactsituatie is en $r_{22} \leq |r_{C2}|^2$. Er wordt gebruik gemaakt van de vergelijkingen voor lijncontact uit 5.2.3. De gereduceerde kromtestraal is gelijk aan

$$r = \frac{r_{22} \cdot r_{C2}}{r_{22} + r_{C2}} \quad (5.31)$$

Met vergelijking (5.15) moet de contactbreedte $2b$ bij een toelaatbaar geachte waarde $\bar{\sigma}_{HZ}$ voldoen aan

$$2 \cdot b = \frac{8 \cdot \bar{\sigma}_{HZ} \cdot r}{E_R} \leq t_C \quad (5.32)$$

Met (5.32), (5.30) en (5.31) is dan af te leiden dat voor een maximale benutting van het beschikbare contactoppervlak op de schakel voor r_{22} geldt

$$r_{22} = \frac{E_R \cdot r_C \cdot t_C}{8 \cdot r_C \cdot \bar{\sigma}_{HZ} + E_R \cdot t_C \cdot \sin(\beta_C)} \quad (5.33)$$

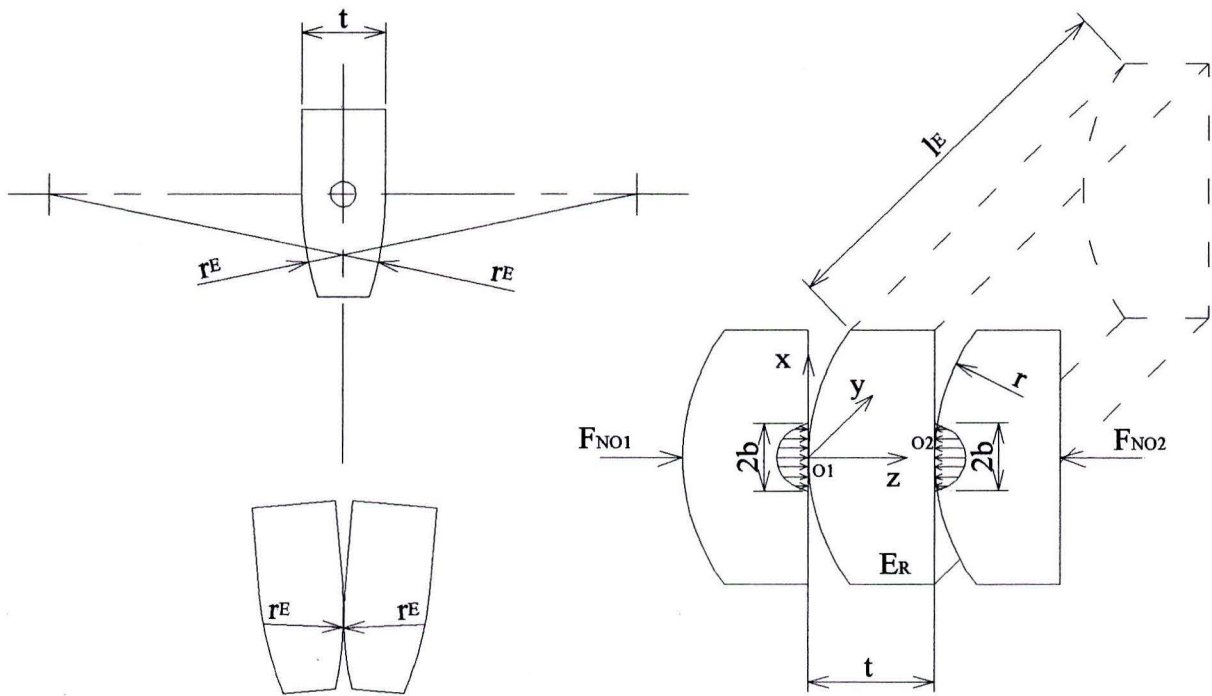
De maximaal toelaatbare normaalkracht is in dat geval te bepalen met (5.14)

$$\bar{F}_N = \frac{\pi \cdot t_C \cdot l_C \cdot \bar{\sigma}_{HZ}}{4} \quad (5.34)$$

5.3.3 Schakel-schakel

Het contactoppervlak op de schakels waar onderling contact is, de kantelribbe, heeft aan twee zijden een kromtestraal r_E en een lengte van l_E . Voor de bepaling van de contactspanningen wordt gebruik gemaakt van de vergelijkingen voor lijncontact uit 5.2.3. De contactsituatie tussen schakels onderling is schematisch weergegeven in figuur 5-3. Schakels met een dikte t en lengte l_E worden aan twee zijden belast. De normaalkracht in de contacten O1 en O2 zijn F_{NO1} en F_{NO2} .

² Ten behoeve van een correcte positionering van schakels in het tussenlichaam wordt op dit moment gestreefd naar $r_{22}=-r_{C2}$.



Figuur 5-3: Schakel-schakel contact

De gereduceerde rolstraal r is te bepalen met (5.13) en figuur 5-3

$$r = \frac{r_E}{2} \quad (5.35)$$

Ten gevolge van de aanwezige normaalkrachten in O1 en O2 is er in zowel in O1 als O2 sprake van een Hertze spanningsverdeling (lijncontact) met een contactbreedte $2b$ en lengte l_E . De normaalkrachten in O1 en O2 worden daarbij van gelijke grootte verondersteld, $F_{NO1} = F_{NO2} = F_N$. De optredende schuifspanningen ten gevolge van de Hertze spanningsverdeling in O1 en O2 ($x=0, y$ -as) kunnen geschreven worden als functie van coördinaat z , $0 \leq z \leq t$, met behulp van (5.16).

Voor de schuifspanning in O1 geldt

$$\frac{\tau_{O1}}{\sigma_{HZ}} = \left(\frac{z}{b}\right) - \frac{\left(\frac{z}{b}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}} \quad (5.36)$$

en bij een schakel met dikte t is de schuifspanning in O1 ten gevolge van de Hertze spanningsverdeling in O2 gelijk aan

$$\frac{\tau_{O2}}{\sigma_{HZ}} = \left(\frac{t-z}{b}\right) - \frac{\left(\frac{t-z}{b}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{t-z}{b}\right)^2}} \quad (5.37)$$

De totale schuifspanning die in het materiaal aanwezig is wordt nu verondersteld gelijk te zijn aan de som van de schuifspanning ten gevolge van de Hertze spanningsverdeling in O1 en O2. Voor de gesommeerde schuifspanning geldt dan

$$\frac{\Sigma \tau}{\sigma_{HZ}} = \frac{\tau_{O1}}{\sigma_{HZ}} + \frac{\tau_{O2}}{\sigma_{HZ}} \quad (5.38)$$

Om een algemenere beschrijving te verkrijgen worden de afmetingen van de schakel dimensieloos gemaakt door te delen door de schakeldikte t

dimensieloze schakeldikte: $\tilde{t} = \frac{t}{t} = 1$ (5.39)

dimensieloze coördinaat voor z: $\zeta = \frac{z}{t}$, $0 \leq \zeta \leq 1$ (5.40)

dimensieloze straal op de kantelribbe: $\rho = \frac{r_E}{t}$ (5.41)

dimensieloze halve breedte contactvlak: $\tilde{b} = \frac{b}{t}$ (5.42)

Met de algemene vergelijking voor de halve contactbreedte b (5.15) en (5.35) is \tilde{b} te bepalen.

$$b = \frac{2 \cdot \sigma_{HZ} \cdot r_E}{E_R} = \frac{2 \cdot \sigma_{HZ} \cdot \rho \cdot t}{E_R} \Rightarrow \frac{b}{t} = \tilde{b} = \frac{2 \cdot \sigma_{HZ} \cdot \rho}{E_R} \quad (5.43)$$

Met (5.43) kan tevens een waarde van ρ bepaald worden waarvoor de afzonderlijke spanningsverdelingen in O1 en O2 nog redelijk aan de Hertze vooronderstellingen voldoen ($b \ll t$). Deze grens wordt in dit geval (arbitrair) gekozen en luidt: $b \leq 1/5 t$. Uitgaande van een toelaatbare waarde $\bar{\sigma}_{HZ}$ kan dan voor ρ afgeleid worden

$$\rho \leq \frac{E_R}{2 \cdot 5 \cdot \bar{\sigma}_{HZ}} \quad (5.44)$$

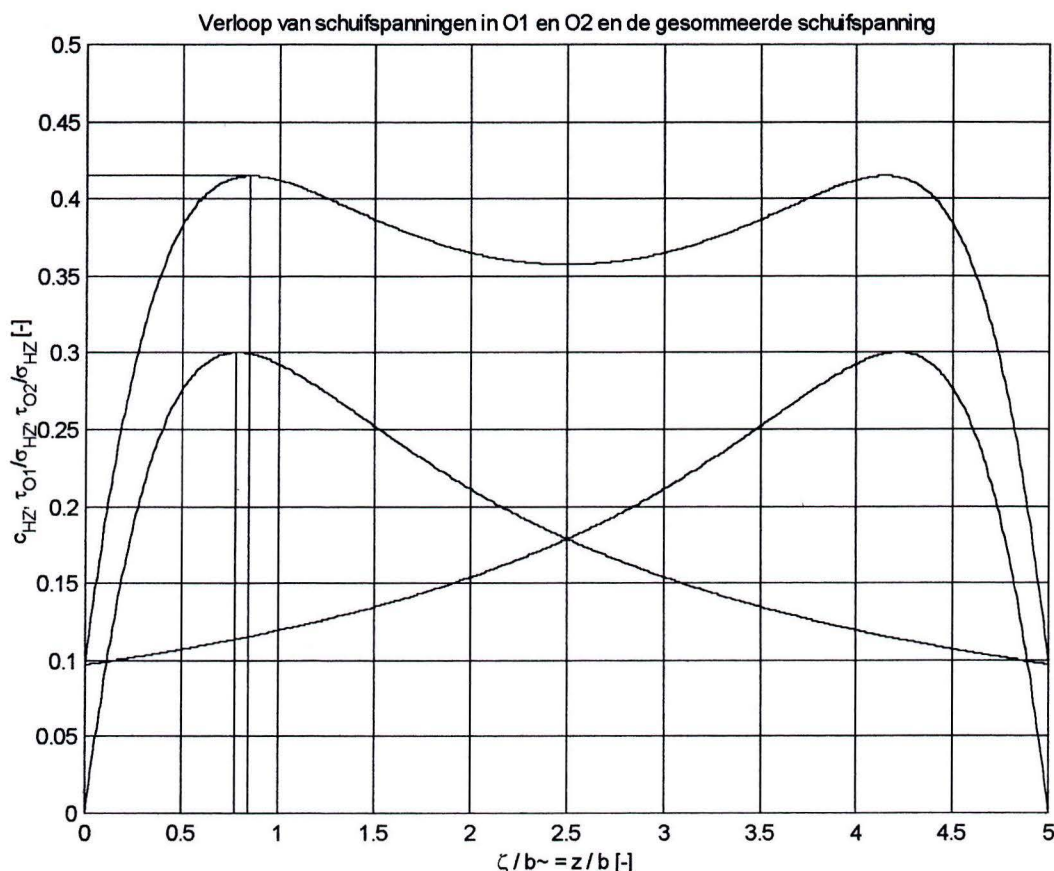
Gebruik makend van de dimensieloze conversie zijn de termen $\frac{z}{b}$ en $\frac{t-z}{b}$ uit vergelijking (5.36) en (5.37) om te schrijven naar

$$\frac{z}{b} = \frac{\zeta \cdot t}{\tilde{b} \cdot t} = \frac{\zeta}{\tilde{b}} \text{ en } \frac{t-z}{b} = \frac{t-\zeta \cdot t}{\tilde{b} \cdot t} = \frac{1-\zeta}{\tilde{b}} \quad (5.45)$$

Substitutie van (5.45), (5.36) en (5.37) in (5.38) levert

$$c_{HZ}(\zeta) = \frac{\Sigma \tau}{\sigma_{HZ}} = \frac{1}{\tilde{b}^2} \cdot \left(\tilde{b} - \frac{(1-\zeta)^2}{\sqrt{1 + \frac{(1-\zeta)^2}{\tilde{b}^2}}} - \frac{\zeta^2}{\sqrt{1 + \tilde{b}^2}} \right) \quad (5.46)$$

c_{HZ} is dus de verhouding tussen de gesommeerde schuifspanning en de maximale waarde van de Hertze spanningsverdeling in O1 en O2, σ_{HZ} . In figuur 5-4 zijn τ_{O1}/σ_{HZ} , τ_{O2}/σ_{HZ} en c_{HZ} net zoals in figuur 5-2 uitgezet tegen $\zeta/\tilde{b} = z/b$ voor het grensgeval $b=1/5 t$ ($\tilde{b} = 0.2$).



Figuur 5-4: Schuifspanningen voor $b=1/5 t$

De ‘originele’ schuifspanningkarakteristieken zijn in dat geval nog duidelijk herkenbaar aanwezig in de gesommeerde schuifspanningkarakteristiek. In vergelijking tot een ‘normaal’ lijncontact is de waarde van de maximale schuifspanning gestegen, en bevindt de maximale schuifspanning zich iets dieper onder het contactoppervlak.

De waarde van ζ waarvoor c_{HZ} maximaal is, ζ_{max} , is te bepalen met

$$\frac{dc_{HZ}(\zeta)}{d\zeta} = -\frac{(2 \cdot \tilde{b}^2 + (-1 + \zeta)^2) \cdot \sqrt{1 + \frac{(-1 + \zeta)^2}{\tilde{b}^2}} \cdot (-1 + \zeta)}{(\tilde{b}^2 + (-1 + \zeta)^2)^2} - \frac{\zeta \cdot (2 \cdot \tilde{b}^2 + \zeta^2) \cdot \sqrt{1 + \frac{\zeta^2}{\tilde{b}^2}}}{(\tilde{b}^2 + \zeta^2)^2} \quad (5.47)$$

en wel door het (numeriek) oplossen van ζ voor $\frac{dc_{HZ}(\zeta)}{d\zeta} = 0$. De maximale waarde van c_{HZ} (maximale schuifspanning) volgt vervolgens eenvoudig uit (5.48).

$$c_{HZ,max} = c_{HZ}(\zeta_{max}) \quad (5.48)$$

Hiermee zijn de waarden van c_{HZ} en z/b waar de schuifspanning maximaal is, voor de situatie in figuur 5-4 ook exact te bepalen, $c_{HZ,max} = 0.415$ en $z/b = 0.856$.

Om op basis van de optredende schuifspanningen – vermoeing werd immers verklaard aan de hand van de schuifspanninghypothese - nu een eerlijke vergelijking te trekken met andere contacten en correcte uitspraken te doen ten aanzien van de optredende spanning σ_{HZ} , wordt de term ‘equivalente Hertze spanning’ geïntroduceerd. Dit is de waarde van σ_{HZ} in O1 en O2 die met bovenstaande methode dezelfde waarde oplevert voor de maximale schuifspanningen als σ_{HZ} in een ‘normaal’ Hertz’ lijncontact met vergelijking (5.14). Daar in een ‘normaal’ Hertz contact geldt dat $\tau_{max} = 0.3 \cdot \sigma_{HZ}$ (zie tabel 5-2) wordt de equivalente Hertze spanning gedefinieerd als

$$\sigma_{HZ,eq} = \frac{c_{HZ,max}}{0.3} \cdot \sigma_{HZ} \quad (5.49)$$

In (5.49) is σ_{HZ} dus de Hertze spanning in O1 en O2 en $c_{HZ,max}$ de bij die waarde van σ_{HZ} behorende maximale waarde van c_{HZ} . Om de toelaatbare schuifspanning niet te overschrijden moet gelden dat $\sigma_{HZ,eq}$ de waarde $\bar{\sigma}_{HZ}$ niet overschrijdt. Voor de Hertze spanning σ_{HZ} in O1 en O2 leidt dit met behulp van vgl. (5.49) tot

$$\sigma_{HZ,eq} \leq \bar{\sigma}_{HZ} \Rightarrow \sigma_{HZ} \leq \frac{0.3 \cdot \bar{\sigma}_{HZ}}{c_{HZ,max}} \quad (5.50)$$

De maximaal toegestane waarde van σ_{HZ} in O1 en O2 is dus gelijk aan

$$\sigma_{HZ,max} = \frac{0.3 \cdot \bar{\sigma}_{HZ}}{c_{HZ,max}} \quad (5.51)$$

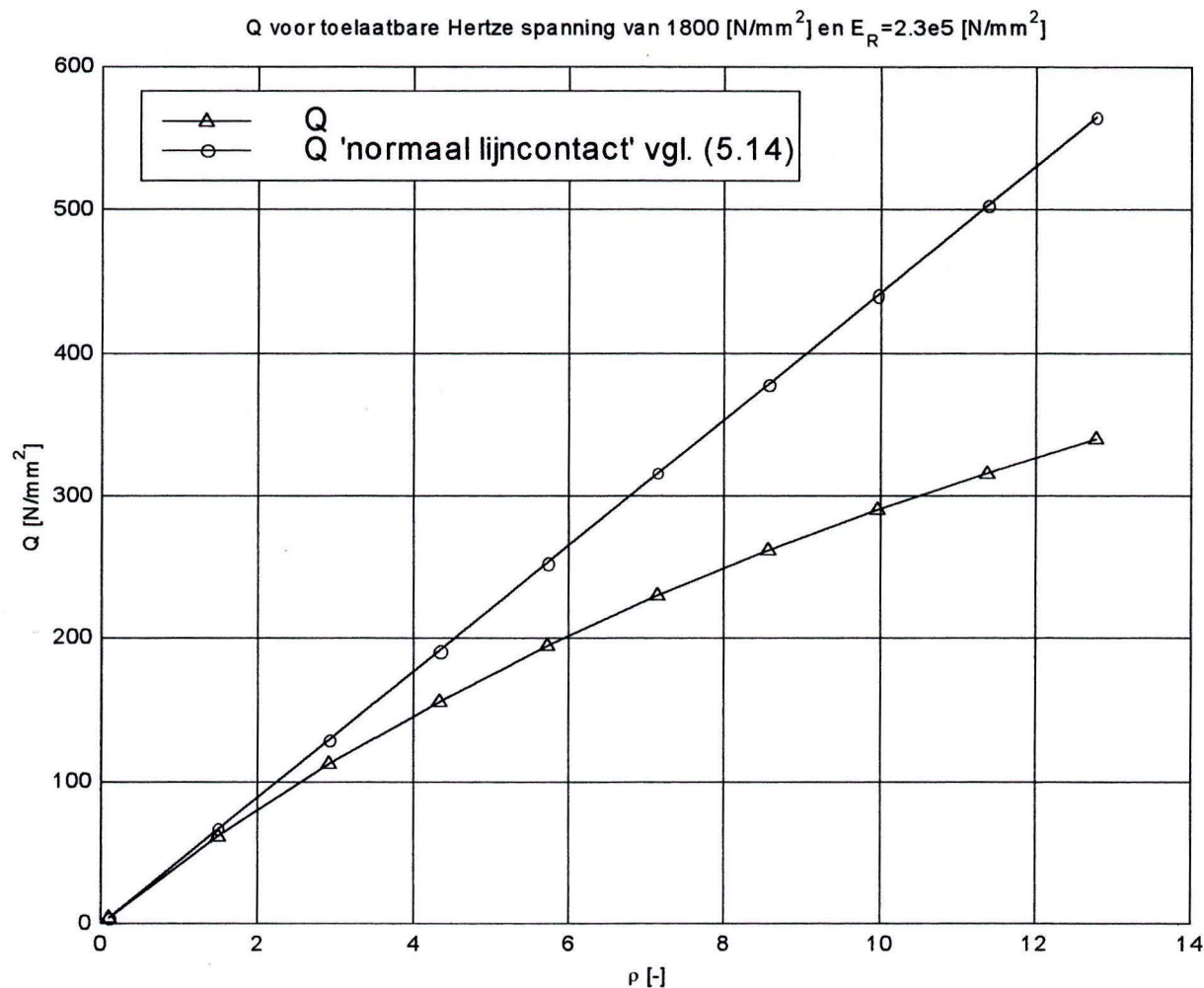
Tenslotte is met vergelijking (5.14) een maat (Q) voor de maximaal toelaatbare normaalkracht \bar{F}_N in de contacten O1 en O2 af te leiden.

$$\sigma_{HZ,max} = \sqrt{\frac{\bar{F}_N \cdot E_R}{\pi \cdot r_E \cdot l_E}} = \sqrt{\frac{\bar{F}_N \cdot E_R}{\pi \cdot \rho \cdot t \cdot l_E}} \Rightarrow Q = \frac{\bar{F}_N}{l_E \cdot t} = \frac{(\sigma_{HZ,max})^2 \cdot \pi \cdot \rho}{E_R} \quad (5.52)$$

Nu kan voor een bekende waarde van $\bar{\sigma}_{HZ}$ het verband tussen ρ en Q uitgezet worden. In figuur 5-5 is $E_R = 230000$ [N/mm²] en $\bar{\sigma}_{HZ} = 1800$ [N/mm²]. Daarnaast is met vergelijking (5.14) de waarde van Q uitgezet indien geen rekening wordt gehouden met de verhoging van de schuifspanning. Dat wil zeggen: door net doen alsof het een ‘normaal’ Hertz’ lijncontact betreft. In vergelijking (5.52) is $\sigma_{HZ,max}$ in dat geval simpelweg vervangen door $\bar{\sigma}_{HZ}$.

Uit figuur 5-5 is direct af te leiden dat bij een vergroting van ρ en het gelijk blijven van de overige schakelgeometrieparameters (t en l_E) de toelaatbare normaalkracht toeneemt. De effectiviteit hiervan neemt echter af voor grotere waarden van ρ (afvlakken van de krommen).

Daarnaast zijn de maximaal toelaatbare waarden van F_N op de kantelribbe voor grotere waarden van ρ lager dan op basis van 'normaal' lijncontact verwacht mag worden.



Figuur 5-5: Q als functie van ρ

5.3.4 Schakel-ondersteuningsvlak (gedeelde duwband)

Het contactoppervlak op de schakel met het ondersteuningsvlak en het ondersteuningsvlak zelf zijn beide ongewelfd. De grootte van het op de schakel aanwezige contactoppervlak wordt gekarakteriseerd door de oppervlakte A_{SU} . Als aangenomen wordt dat er geen scheefstelling optreedt, kunnen de vlaktedruk en de toelaatbare normaalkracht bepaald worden met (5.53) en (5.54).

$$\sigma_{SU} = \frac{F_N}{A_{SU}} \quad (5.53)$$

$$\bar{F}_N = A_{SU} \cdot \bar{\sigma}_{HZ} \quad (5.54)$$

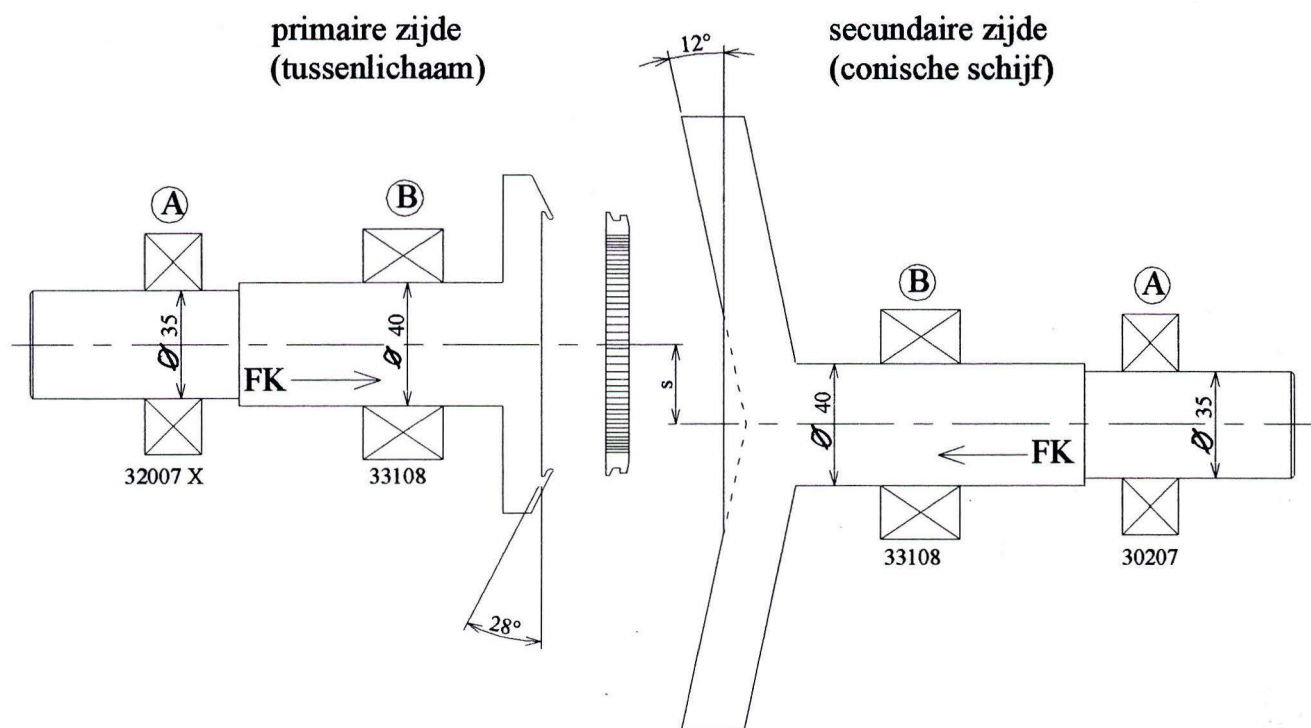
6 SIMULATIE

Aan de hand van de modelvorming en theorie uit de voorgaande hoofdstukken is met behulp van MATLAB een simulatieprogramma opgesteld. In dit hoofdstuk wordt het simulatieprogramma gebruikt voor het berekenen van krachten, contactspanningen en rendementen van een HCVT-constructie. Dit is een van de twee HCVT-systemen waaraan in april en mei 2001 metingen worden verricht in het laboratorium voor aandrijf- en tribotechniek van de TU Eindhoven. In het simulatieprogramma is daartoe voor de bepaling van rendementen (zie 6.1.5 en 6.1.6) een voor deze constructie specifiek gedeelte opgenomen. De bij het simulatieprogramma behorende MATLAB bestanden zijn te vinden in bijlage 3.

6.1 Gesimuleerde constructie

6.1.1 Testopstelling

De constructie die gebruikt wordt voor het verrichten van metingen aan een gedeelde duwband is schematisch weergegeven in figuur 6-1.



Figuur 6-1: Testopstelling gedeelde duwband

Het systeem bestaat uit een as waarop zich een conische schijf bevindt en een as waarop het tussenlichaam bevestigd is. Beide assen zijn middels twee (vetgesmeerde) kegellagers in O-opstelling gelagerd in een lagerbus. Op de as waarop zich de conische schijf bevindt kan (hydraulisch) een knijpkracht F_K aangebracht worden. De overbrengverhouding kan gevarieerd worden door het veranderen van de afstand s .

6.1.2 Duwband en duwshakels

In het tussenlichaam bevindt zich een duwband die bestaat uit losse duwshakels. De geometrie van de schakels komt overeen met die van de in hoofdstuk 3.1 behandelde gedeelde duwshakel (zie figuur 3-2 in hoofdstuk 3).

De relevante afmetingen en gegevens van de toegepaste schakels en duwband zijn vermeld in tabel 6-1.

Duwband	
vullingsgraad van de duwband	$b_v=0.997 [-]$
straal van de neutrale cirkel van het tussenlichaam	$r_c=41.5 [mm]$
aantal schakels in de duwband	$N \sim 108 [-]$
Duwshakels	
massa van een schakel	$1.4 [gram]$
schakeldikte	$t=2.4 [mm]$
rolstraal en effectieve lengte op de kantelribbe	$r_E=7.5 [mm]$ $l_E=7 [mm]$
effectieve lengte en breedte van het contactvlak met de conische schijf	$l_D=4 [mm]$ $t_D=2.2 [mm]$
effectieve lengte en breedte van het contactvlak met het tussenlichaam	$l_C=2.5 [mm]$ $t_C=2.2 [mm]$
effectief oppervlak van het contactvlak van schakel met ondersteuningsvlak	$A_{SU}=17 [mm^2]$
conushoeken	$\beta_D = 12 [deg]$ $\beta_C = 28 [deg]$
sluithoek van de schakels	$\tau_S=5.6 [deg]$

Tabel 6.1: Duwband- en schakelgegevens

Van de op de schakel aanwezige kromtestralen kan door de op dit moment toegepaste productiemethode (draadvonken) alleen de kromtestraal r_{11} vrij gekozen worden. r_{12} en r_{22} worden bepaald door de afmetingen van de draaidelen waaruit de schakels gevonkt worden. Bij de bepaling van contactspanningen volgens Hertz wordt echter uitgegaan van de geoptimaliseerde kromtestralen r_{11} , r_{12} en r_{22} (zie: hoofdstuk 5). Door middel van handmatige nabewerking wordt getracht de na productie aanwezige kromtestralen op de schakels enigszins aan te passen, zodat zij zo veel mogelijk overeenkomen met de gewenste waarden van r_{11} , r_{12} en r_{22} .

Voor de maximaal toelaatbaar geachte Hertze spanning en gereduceerde elasticiteitsmodulus wordt voor de toegepaste staalsoorten aangenomen dat geldt:

$$\bar{\sigma}_{HZ} = 1800 [N/mm^2]$$

$$E_R = 2.3 \cdot 10^5 [N/mm^2]$$

6.1.3 Wrijvingscoëfficiënten

In de testopstelling wordt gebruik gemaakt van de tractieolie SANTOTRAC50. De waarden van de maximale wrijvingscoëfficiënten die tijdens de simulatie gebruikt worden zijn:

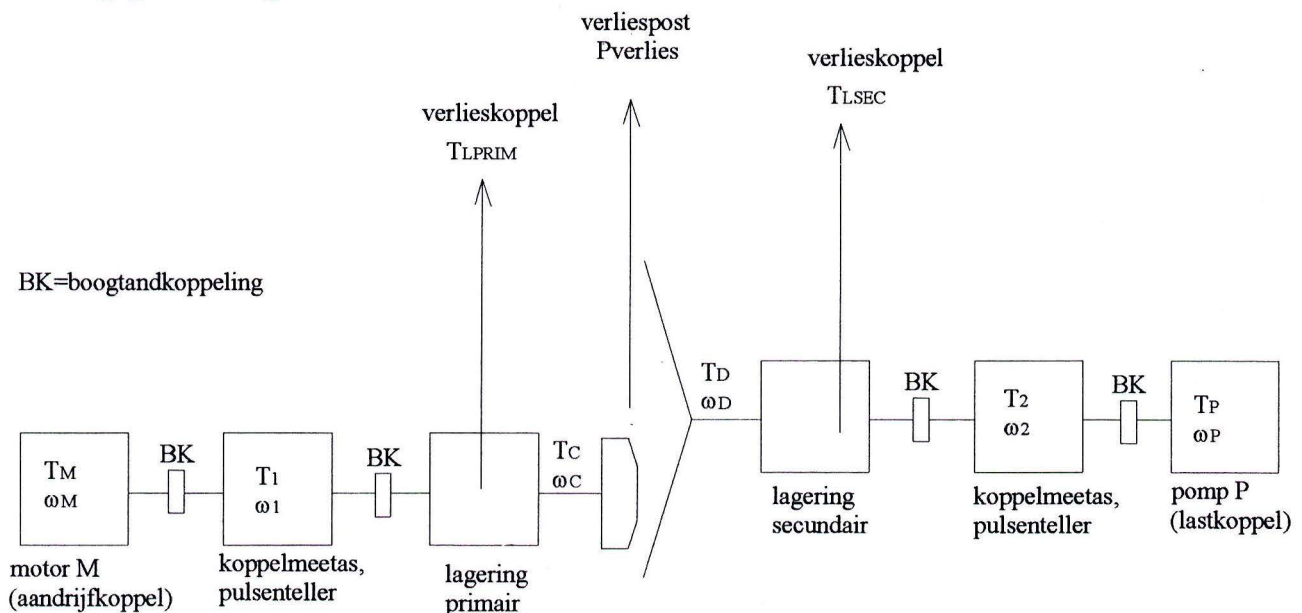
- de wrijvingscoëfficiënt in het contact tussen schakels en conische schijf, $\mu_D=0.12$;
- de wrijvingscoëfficiënt in het contact tussen schakels en het conische vlak van het tussenlichaam, $\mu_C=0.12$;
- de wrijvingscoëfficiënt in het contact tussen schakels onderling (kantelribbe), $\mu_E=0.12$.

De contactspanningen in het contact van de schakels met het ondersteuningsvlak zijn door het relatief grote contactvlak A_{SU} [mm²] veel lager dan in de bovengenoemde drie contacten. Daarnaast is er sprake van macroslip in het contact van de duwband met het ondersteuningsvlak indien de duwband contact maakt met de conische schijf. Daarbij tractieoliën bij lagere contactdrukken en hogere slipsnelheden de gemiddelde waarden van de tractiecoëfficiënt f in het algemeen lager uitvallen wordt aangenomen dat:

- de wrijvingscoëfficiënt in het contact tussen schakels en het ondersteuningsvlak indien de duwband contact maakt met het (conisch deel van het) tussenlichaam $\mu_{SUC}=0.10$ (lagere contactdruk);
- de wrijvingscoëfficiënt in het contact tussen schakels en het ondersteuningsvlak indien de duwband contact maakt met de conische schijf, $\mu_{SU}=0.06$ (lagere contactdruk + macroslip).

6.1.4 Meetopstelling

Aan de uiteinden van de assen van de constructie uit figuur 6-1 worden middels boogtandkoppelingen koppelmeetassen bevestigd die de uiteinden van de assen van de duwbandconstructie verbinden met een motor en een pomp. Motor M aan tussenlichaamzijde (primaire) wordt gebruikt voor het aanbrengen van het aandrijvende koppel T_M met hoeksnelheid ω_M . Pomp P aan schijfzijde (secundaire) voor het genereren van een lastkoppel T_P met een door de duwbandconstructie bepaalde hoeksnelheid ω_P . De meetopstelling is schematisch weergegeven in figuur 6-2.



Figuur 6-2: Meetopstelling

De koppelmeetassen meten het koppel aan primaire (T_1) en secundaire zijde (T_2). De flenzen van een der beide boogtandkoppelingen aan primaire en secundaire zijde is daarnaast voorzien van

een gatenschijf waarmee met behulp van een pulsenteller de hoeksnelheden aan in- en uitgaande zijde (ω_1 en ω_2) gemeten kunnen worden.

Het gewenste meetgebied wordt vastgelegd middels T_C en ω_C en positie van de secundaire ten opzichte van de primaire zijde, s :

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot 1000}{60} \leq \omega_C \leq \frac{2 \cdot \pi \cdot 5000}{60} \quad [rad/s]$$

$$20 \leq T_C \leq 120 \quad [Nm]$$

$$5 \leq s \leq 55 \quad [mm] \quad (0.9 \leq i_{TH} \leq 0.43 \quad [-])$$

6.1.5 Duwbandrendement

Afgezien van het verliesvermogen dat ontstaat ten gevolge van de macroslip tussen duwband en ondersteuningsvlak zal de duwband een aantal interne verliesposten bezitten, onder andere ten gevolge van:

- microslip in de wrijvingscontacten;
- viskeuze verliezen van de tractieolie;
- een eventuele radiale verschuiving van schakels aan de uiteinden van het overgangsgebied;
- rolweerstand van schakels in het overgangsgebied;
- hystereseverlies door elastische vervormingen;
- macroslip door spiraalloop van de duwband.

De bijdrage van bovenstaande verliesposten worden op dit moment verwaarloosbaar klein geacht ten opzichte van het verliesvermogen door macroslip tussen de duwband en het ondersteuningsvlak. (Ten aanzien van eventuele macroslip door spiraalloop is deze aanname wellicht discutabel, aangezien bijvoorbeeld bij de metal-V-belt van VDT deze post verantwoordelijk is zo'n 80% van het totale verliesvermogen van de trek-duwband [17])

Het verliesvermogen $P_{verlies}$ dat optreedt is met behulp van de definities in hoofdstuk 2 en 4 gelijk aan:

$$P_{verlies} = \sum_{j=1}^{n_D} \mu_{SU} \cdot F_A(j) \cdot v_{SLIP}(j) \quad (6.1)$$

Het rendement van de duwband, η_{PB} , wordt gedefinieerd als

$$\eta_{PB} = 1 - \frac{P_{verlies}}{T_C \cdot \omega_C} = 1 - \frac{P_{verlies}}{T/r \cdot v_{PB}} \quad (6.2)$$

Het koppel T_D aan secundaire zijde wordt bepaald met

$$T_D = \eta_{PB} \cdot \frac{T_C}{i_{TH}} \quad (6.3)$$

6.1.6 Systeemrendement

Van de mogelijke verliesposten van de overige systeemcomponenten,

- verlies in de boogtandkoppelingen;
- verliezen van afdichtingen;
- lagerverliezen

worden de twee eerstgenoemden wederom verwaarloosbaar klein verondersteld ten opzichte van de lagerverliezen van de axiaal zwaar belaste kegellagers. Een afleiding van de bepaling van de verlieskoppels van de lagers aan primaire en secundaire zijde is te vinden in bijlage 2. De verlieskoppels T_{Lprim} en T_{Lsec} kunnen geschreven worden als

$$\begin{aligned} T_{Lprim} &= f(F_K, T/r, \omega_C, v, \beta_D, r_C) \\ T_{Lsec} &= f(F_K, T/r, \omega_D, v, \beta_D, r_D) \end{aligned} \quad (6.4)$$

en kunnen dus bij een gegeven waarde van de kinematische viscositeit v in ieder bedrijfspunt van de duwband bepaald worden. Bij de toegepaste vetsmering is v gelijk aan de kinematische viscositeit van de basisolie van het vet bij de bedrijfstemperatuur. Bij de berekeningen wordt uitgegaan van $v=30$ [mm²/s].

In het geval dat het tussenlichaam zich aan aandrijvende zijde bevindt kan het koppel T_1 dat gemeten wordt door de primaire koppelmeetas bepaald worden met

$$T_1 = T_{Lprim} + T_C \quad (6.5)$$

terwijl het koppel T_2 dat gemeten wordt door de secundaire meetas gelijk is aan

$$T_2 = T_D - T_{Lprim} \quad (6.6)$$

Voor de hoeksnelheden wordt aangenomen dat

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_{Lprim} = \omega_C \\ \omega_D &= \omega_C \cdot i_{TH} \\ \omega_D &= \omega_{Lsec} = \omega_2 \end{aligned} \quad (6.7)$$

Met behulp van figuur 6-2 zijn de rendementen van de beide lagerblokken en het rendement van het totale systeem te definiëren,

$$\eta_{Lprim} = \frac{T_C \cdot \omega_C}{T_1 \cdot \omega_1} \quad (6.8)$$

$$\eta_{Lsec} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_D \cdot \omega_D} \quad (6.9)$$

$$\eta_{SYS} = \eta_{Lprim} \cdot \eta_{PB} \cdot \eta_{Lsec} \quad (6.10)$$

6.2 Simulatieresultaten in een bedrijfspunt

6.2.1 Bedrijfspunt

Met het simulatieprogramma wordt nu een bedrijfspunt (T_C , ω_C) van het systeem in detail beschouwd, namelijk

$$T_C=35 \text{ [Nm]}$$

$$\omega_C=2 \cdot \pi \cdot (3000/60) \text{ [rad/s]}$$

De verstelpositie s is gelijk aan $s=15$ [mm], zodat $i_{TH} \approx 0.73$ zal zijn. Voor de knijpkrachtreservefactor wordt $v_K=1$ genomen (slipgrens). Het simulatieprogramma berekent als eerste het bijbehorende bedrijfspunt van de duwband:

Bedrijfspunt duwband:

$$T/r=843.37 \text{ [N]}$$

$$v_{PB}=13.04 \text{ [m/s]}$$

6.2.2 Kinematica

Met de schakelgeometrie (t , r_E , τ_S), de positie s en de vullingsgraad b_v wordt vervolgens aan de hand van de in hoofdstuk 3 behandelde kinematische beschouwing de bandvorm vastgesteld (de maximale zakking van de duwband z_{max} , de loopstraal op de conische schijf $r_D=r_C+s-z_{max}$, de contacthoeken met schijf en tussenlichaam γ_D en γ_C , de grootte van het overgangsgebied γ_F en de onderlinge hoeken van schakels τ_D , τ_C en τ_F) en de theoretische overbrengverhouding i_{TH} .

Bandvorm:

$$z_{max}=1.3 \text{ [mm]}$$

$$r_D=55.2 \text{ [mm]}$$

$$i_{TH}=0.752 \text{ [-]}$$

$$\tau_D=2.49 \text{ [deg]}$$

$$\tau_C=3.32 \text{ [deg]}$$

$$\tau_F=5.6 \text{ [deg]} \quad (\tau_S=5.6 \text{ [deg]})$$

$$\gamma_D=34.8 \text{ [deg]}$$

$$\gamma_C=294.2 \text{ [deg]}$$

$$\gamma_F=15.5 \text{ [deg]}$$

Toepassen van de discrete conversie zoals behandeld in hoofdstuk 4 levert dan het aantal schakels dat zich bevindt in het contact van de duwband met de schijf en het tussenlichaam, n_D en n_C , de discrete contacthoeken $\gamma_{D,d}$ en $\gamma_{D,c}$ en de situatie in het overgangsgebied die beschreven wordt met $\gamma_{F,d}$ en de gemiddelde waarden van θ_D en θ_C .

Discrete conversie:

$$n_D=13 \text{ [-]}$$

$$n_C=88 \text{ [-]}$$

$$\gamma_{D,d}=29.9 \text{ [deg]}$$

$$\gamma_{D,c}=289 \text{ [deg]}$$

$$\gamma_{F,d}=20.6 \text{ [deg]}$$

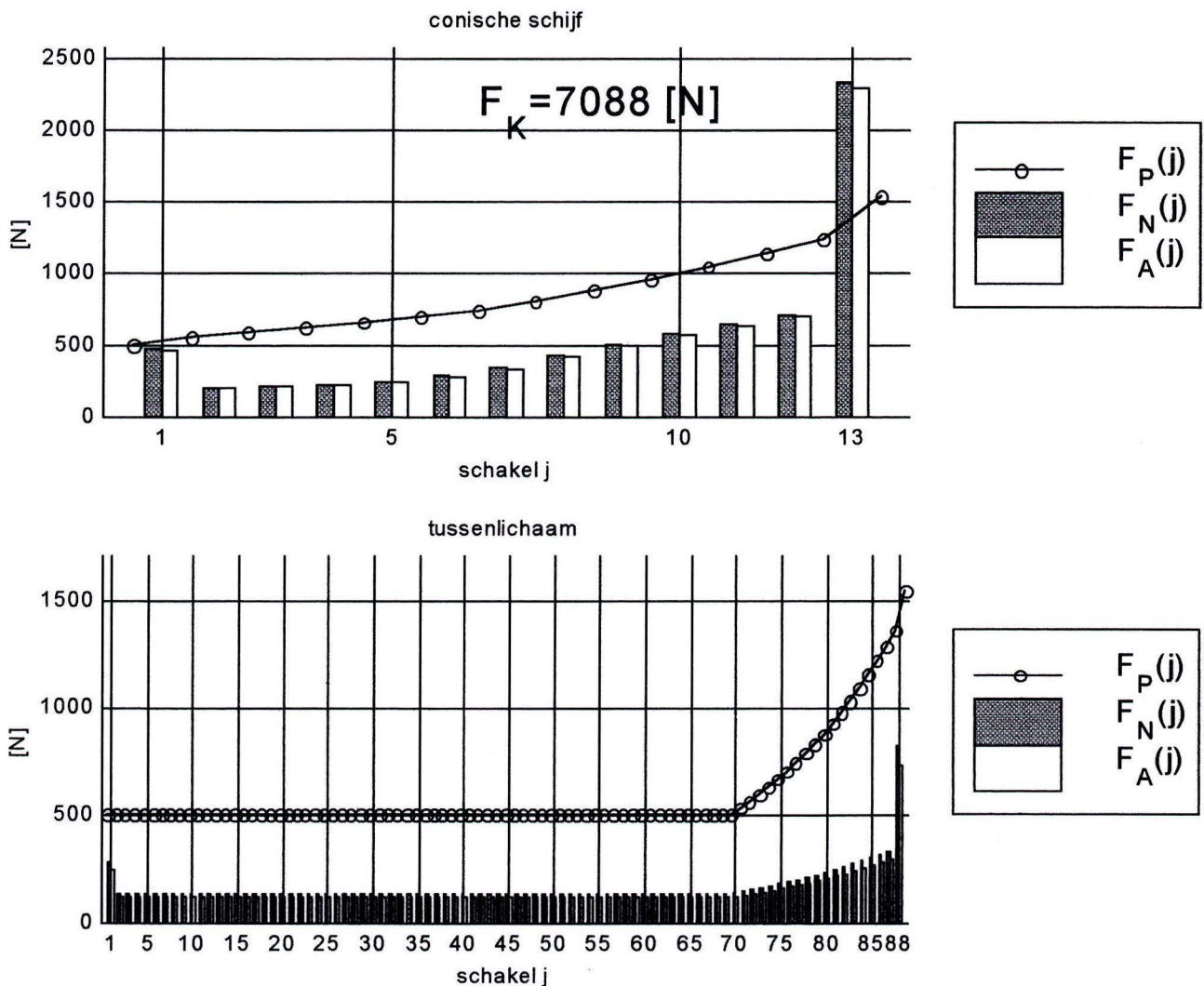
$$\theta_D=4.05 \text{ [deg]}$$

$$\theta_C=4.46 \text{ [deg]}$$

6.2.3 Krachten

De in hoofdstuk 4 opgestelde modelvorming en bijbehorend rekenschema ter bepaling van de krachten op de afzonderlijke duwchakels wordt doorlopen voor een waarde van de minimale duwkracht $F_{P0} = F_P(j=1) \geq F_{Pmin}$.

De waarde van F_{P0} wordt net zolang verhoogd totdat voldaan wordt aan $v_K \geq 1$. Op dat moment zijn alle op de afzonderlijke schakels werkzame krachten te bepalen. De berekeningsresultaten en de benodigde knijpkracht F_K zijn weergegeven in figuur 6-4.



Figuur 6.4: Krachten op de afzonderlijke schakels

Een tweetal opmerkelijke waarnemingen:

- De 'piekwaarden' van de normaalkracht F_N en F_A tengevolge van de in radiale richting werkzame wrijvingskrachten op de uiterste schakels. Deze wrijvingskracht is de reactiekracht van de in hoofdstuk 4 besproken wrijvingskrachten die moet voorkomen dat het pakketje schakels in het overgangsgebied uit de duwband geknepen wordt. De maximaal optredende contactspanningen in de bijbehorende contactsituaties dienen bepaald te worden bij deze 'piekwaarden'.
- Het verschil in duwkracht $F_{P1} - F_{P0} \approx 1000 [N]$ is groter dan T/r ($T/r = 843 [N]$). De oorzaak hiervan is reeds in hoofdstuk 4.4 aan de orde gekomen. (Gedeelde duwband, aandrijvend

tussenlichaam waar de wrijving tussen duwband en ondersteuningsvlak het koppel T_c immers tegenwerkt). In het beschouwde bedrijfspunt is duidelijk in te zien dat de slipgrens bepaald wordt door het contact van de duwband met de conische schijf, aangezien de duwkracht over de gehele contacthoek toeneemt (geen rusthoek). In het contact met het tussenlichaam bevinden zich daarentegen een groot aantal schakels in de rusthoek (duwkracht F_p constant).

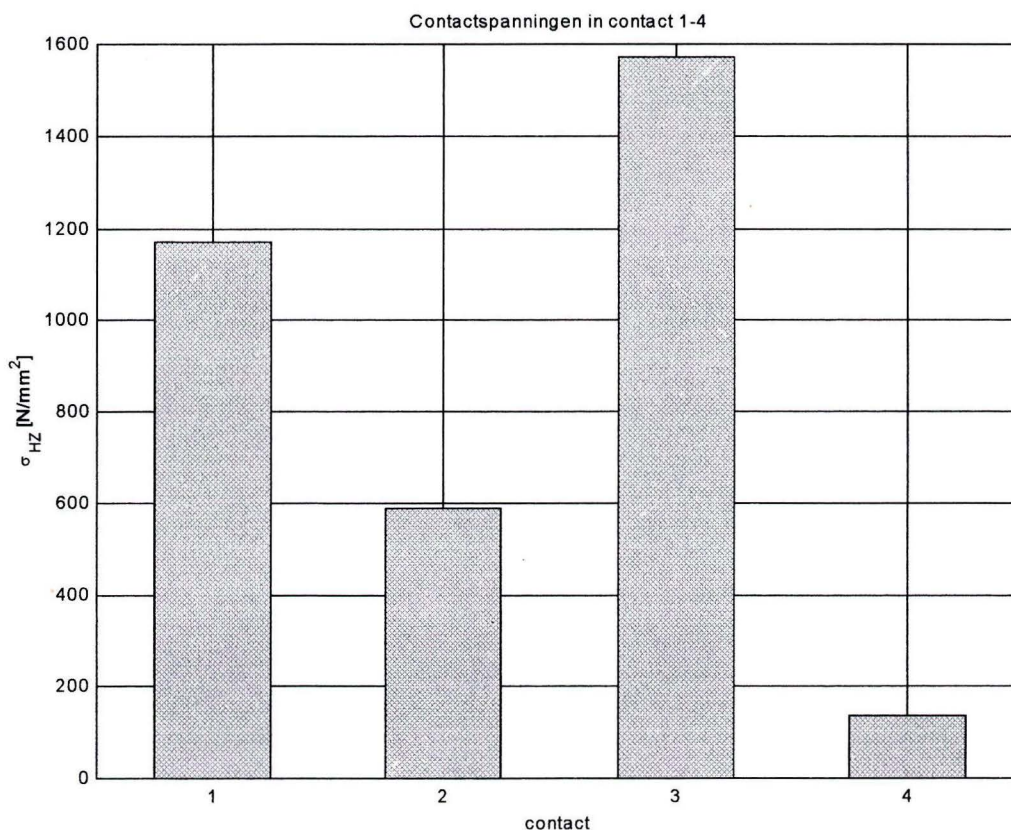
6.2.4 Contactspanningen

De bepaling van de contactspanningen in de vier van belang zijnde contacten,

- 1 schakel-conische schijf
- 2 schakel-conisch deel tussenlichaam
- 3 schakel-schakel (kantelribbe)
- 4 schakel-ondersteuningsvlak

gebeurt voor de maximale waarden van de normaalkracht per contact volgend uit figuur 6-4. De op de schakels aanwezige kromtestralen r_{11} , r_{12} en r_{22} zijn daarbij gelijk aan hun geoptimaliseerde waarden (zie hoofdstuk 5):

Kromtestralen op de schakels:
 $r_{11}=105.1$ [mm]
 $r_{12}=36.6$ [mm]
 $r_{22}=25.14$ [mm]

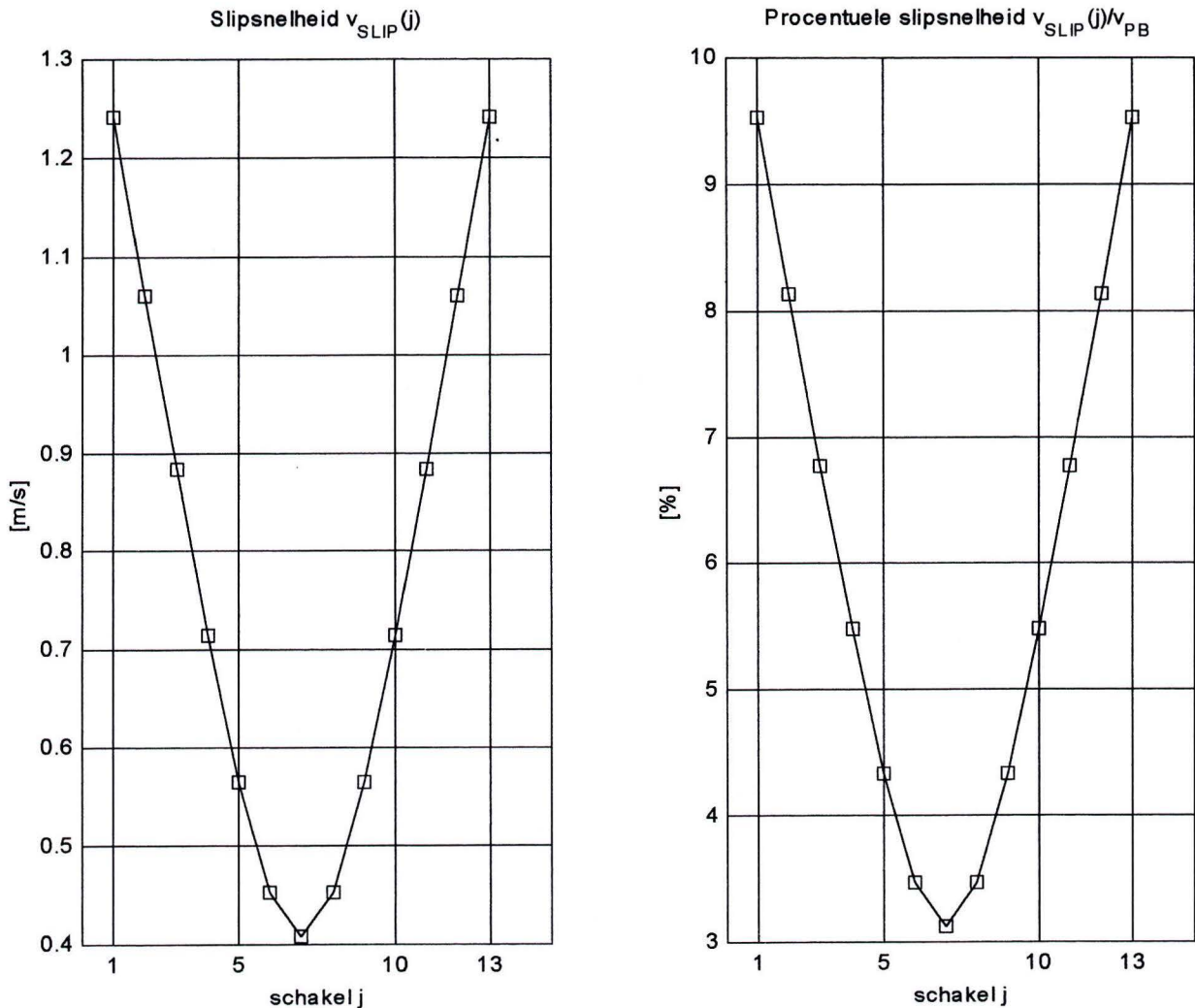


Figuur 6-5: Contactspanningen

De in dit bedrijfspunt optredende contactspanningen in de contacten 1-4 zijn weergegeven in figuur 6.5. In geen enkel contact wordt de toelaatbaar geachte waarde van 1800 N/mm^2 overschreden.

6.2.5 Rendementen

Het duwbandrendement wordt bepaald met vergelijking (6.2). De waarden van $F_A(j)$ zijn reeds weergegeven in figuur 6-4. De berekende waarden van $v_{SLIP}(j)$ zijn afgebeeld in figuur 6-6.



Figuur 6-6: (Procentuele) slipsnelheid

Het verliesvermogen van de duwband en het duwbandrendement zijn dan gelijk aan

Verliesvermogen en duwbandrendement:

$P_{verlies}=394.2$ [W]
 $\eta_{aPB}=0.9641$ [-]

Ook de lagerverlieskoppels aan primaire en secundaire zijde (vergelijking 6.4), de lagerrendementen (vergelijking 6.8 en 6.9) en het systeemrendement (vergelijking 6.10) zijn nu bekend:

Lagerverlieskoppels, lagerrendementen en systeemrendement:

$TL_{prim}=1.05$ [Nm]
 $TL_{sec}=1.158$ [Nm]
 $\eta_{aLprim}=0.9709$ [-]
 $\eta_{aLsec}=0.9742$ [-]
 $\eta_{aSYS}=0.9119$ [-]

6.3 Simulatieresultaten voor het meetgebied

Na de voorafgaande toelichting op het simulatieprogramma middels de beschouwing van een enkel bedrijfspunt is het interessant te kijken naar de simulatieresultaten voor het gehele meetgebied.

6.3.1 Instelwaarden voor de metingen

Ten behoeve van de vergelijking van berekende en gemeten waarden in een bedrijfspunt (T_C, ω_C) voor een verstelpositie s kunnen de benodigde knijpkracht F_K (ter bepaling van de benodigde hydraulische druk voor de aandrukkrachtinrichting) en de instelwaarde van het met de koppelmeetas aan primaire zijde af te lezen koppel T_1 berekend worden. In het onderstaande voorbeeld zijn voor genoemde waarde van s (en daarmee i_{TH}) in ieder bedrijfspunt de bijbehorende waarden van F_K en T_1 afgedrukt.

Instelwaarden T_1 en F_K voor $s=30$ ($i_{TH}=0.593$)

$T_1 =$

	omC	104.7198	209.4395	314.1593	418.8790	523.5988
0	0	0	0	0	0	0
TC	0	20.5613	20.6728	20.7570	20.8372	20.9005
20.0000	0	46.0392	46.1507	46.2510	46.3111	46.3703
45.0000	0	71.5171	71.6286	71.7289	71.8253	71.8643
70.0000	0	96.9949	97.1065	97.2068	97.3032	97.3220
95.0000	0	122.4728	122.5844	122.6847	122.7811	122.8766
120.0000	0					

$F_{knijp} =$

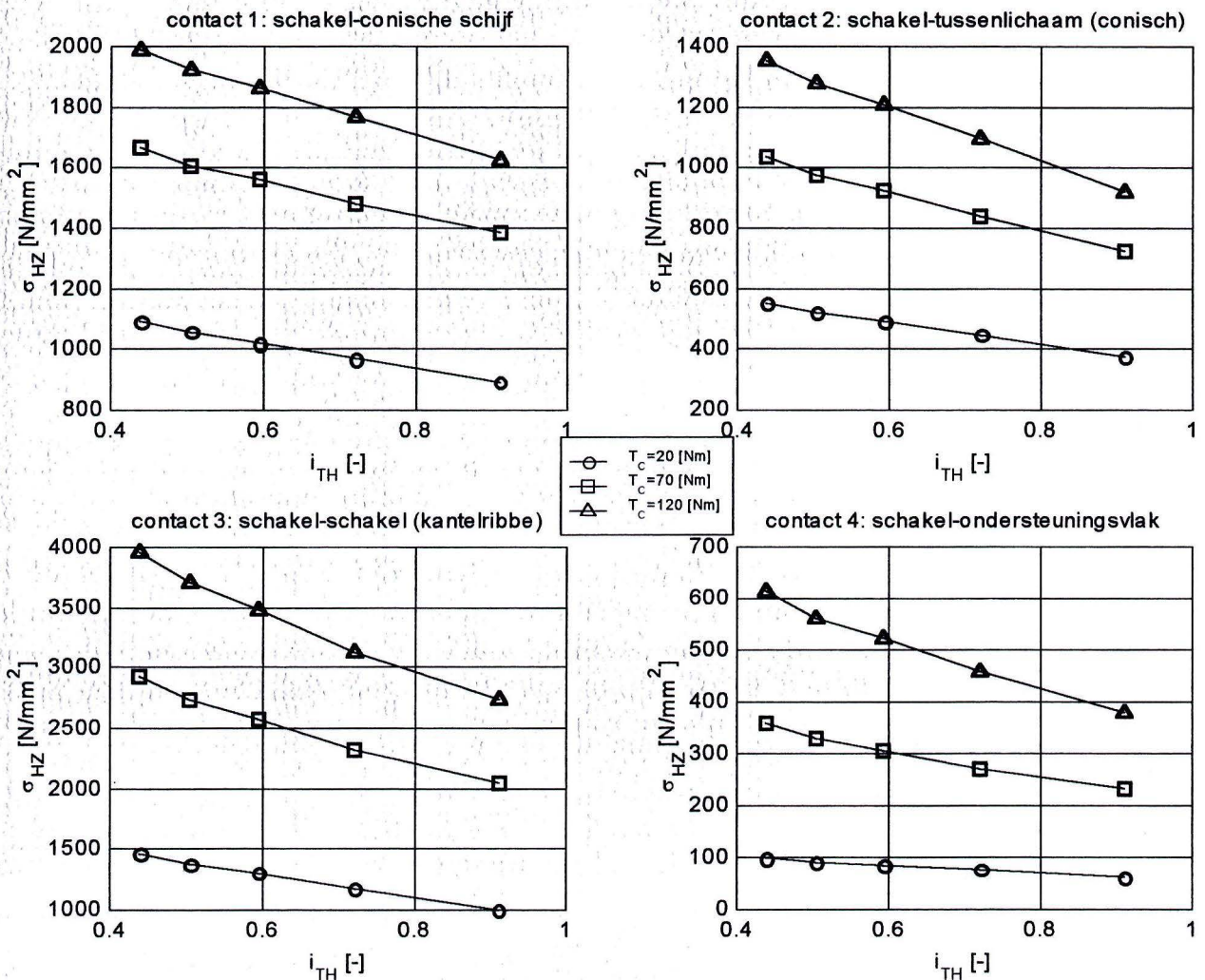
$1.0e+004 *$

	omC	0.0105	0.0209	0.0314	0.0419	0.0524
0	0	0	0	0	0	0
TC	0	0.3994	0.4078	0.4051	0.4079	0.3996
0.0020	0	0.8951	0.9035	0.9176	0.8994	0.8869
0.0045	0	1.3908	1.3992	1.4133	1.4330	1.3994
0.0070	0	1.8865	1.8949	1.9090	1.9287	1.8740
0.0095	0	2.3822	2.3906	2.4047	2.4244	2.4498
0.0120	0					

6.3.2 Contactspanningen

De contactspanningen in de vier contactsituaties zijn uitgezet tegen de theoretisch overbrengverhouding i_{TH} . Voor een aantal waarden van het koppel T_C zijn voor $\omega_C = 314$ [rad/s] de contactspanning per contact berekend. De resultaten zijn weergegeven in figuur 6-7.

Met name in het schakel-schakel contact (kantelribbe) wordt in een groot deel van het meetgebied de maximaal toelaatbaar geachte Hertze spanning van 1800 [N/mm²] overschreden. Vermoeiingsverschijnselen zijn dus het eerst te verwachten in het schakel-schakel contact. Voor een toekomstige optimalisatie ten aanzien van de belastbaarheid van de duwband is het dus zaak om de contactspanningen tussen schakels onderling te verlagen. Bij een zelfde grootte van de duwband (r_C) betekent dit een vergroting van de effectieve lengte van de kantelribbe l_E en/of de op de kantelribbe aanwezige rolstraal r_E .



Figuur 6-7: Contactspanningen

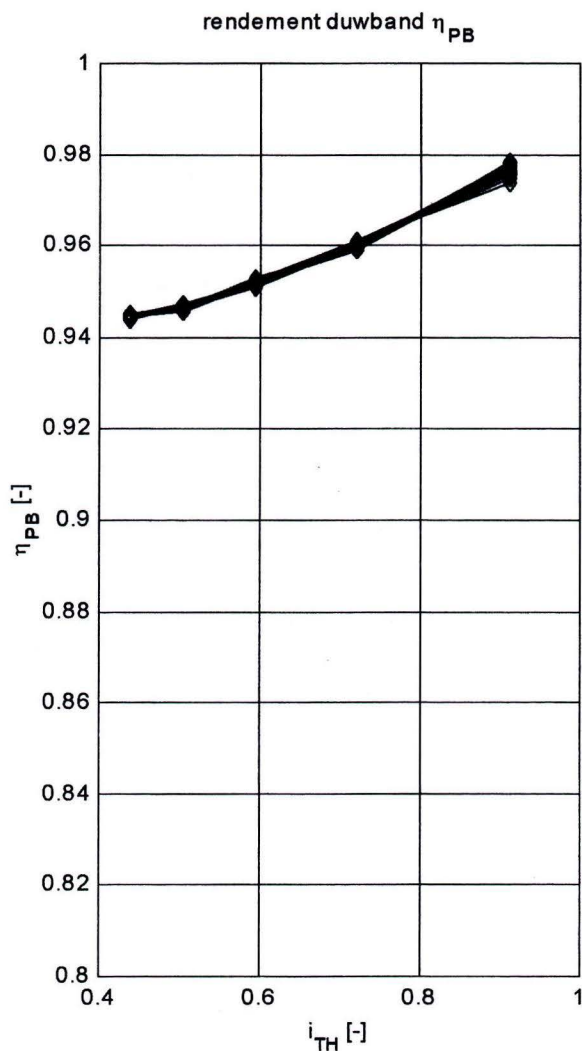
6.3.3 Duwbandrendement

Het duwbandrendement is eveneens uitgezet tegen de theoretisch overbrengverhouding i_{TH} (figuur 6-8a). In dit geval voor alle waarden van T_c en ω_c . Voor kleinere waarden van i_{TH} (grotere waarden van s) neemt het rendement van de duwband af, wat een logisch gevolg is van de toename van de procentuele slipsnelheid tussen duwband en ondersteuningsvlak voor grotere waarden van s . Ondanks de in het systeem aanwezige kinematisch bepaalde slip ligt het rendement van een duwband bij deze simulatiegegevens tussen de 94,5% en 98%.

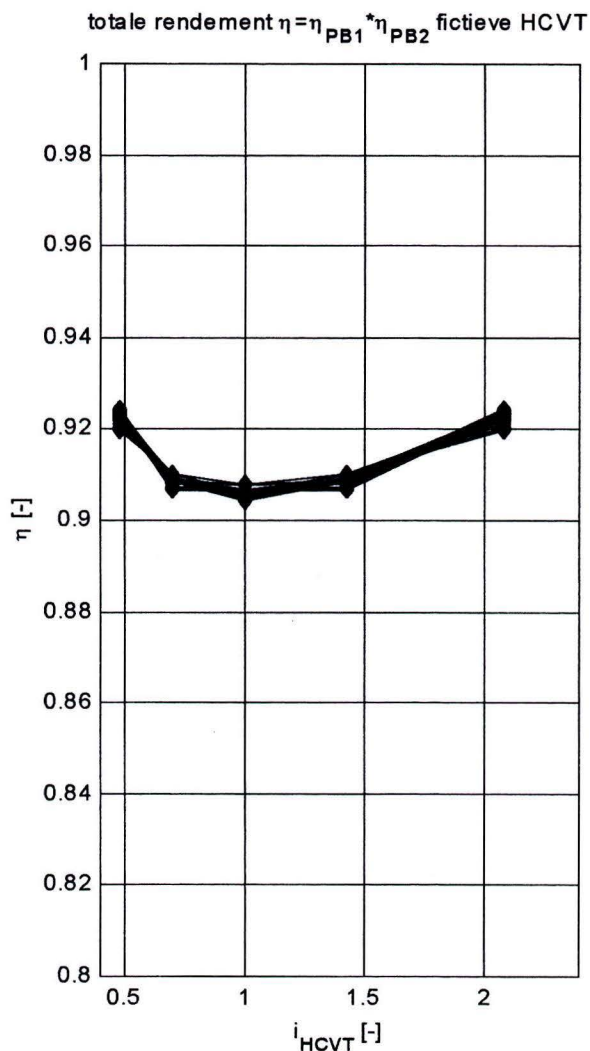
Daar het bij de beschouwde testopstelling gaat om slechts de helft van een complete HCVT-constructie met gedeelde duwband zoals behandeld in hoofdstuk 2, is in figuur 6-8b het rendement van een fictieve complete constructie weergegeven. Het rendement $\eta = \eta_{PB1} \cdot \eta_{PB2}$ is uitgezet tegen de overbrengverhouding i_{HCVT} van deze fictieve constructie.

In het geval van de in deze simulatie gebruikte getalswaarden voor μ_D en μ_{SU} ligt het procentuele vermogensverlies bij de fictieve HCVT-constructie ten gevolge van de kinematisch bepaalde slip tussen duwbanden en ondersteuningsvlakken tussen de 7,5% en 9,5%. Voor een vergroting van het duwbandrendement, en daarmee het systeemrendement, is het noodzakelijk de wrijvingscoëfficiënt μ_{SU} verder te verlagen of de verhouding μ_D/μ_{SU} te vergroten (in dit geval is uitgegaan van een verhouding $\mu_D/\mu_{SU} = 0,12/0,06 = 2$). In hoeverre een vergroting van deze

verhouding mogelijk is bij de toepassing van tractieolie of het gebruik van alternatieve materiaalcombinaties in bijvoorbeeld een 'drooglopend' systeem zal dus een belangrijk onderdeel dienen te zijn van het onderzoek naar de verhoging van het rendement van een gedeelde duwband en een HCVT volgens het 'gedeelde duwband principe'.



Figuur 6-8a: Duwbandrendement

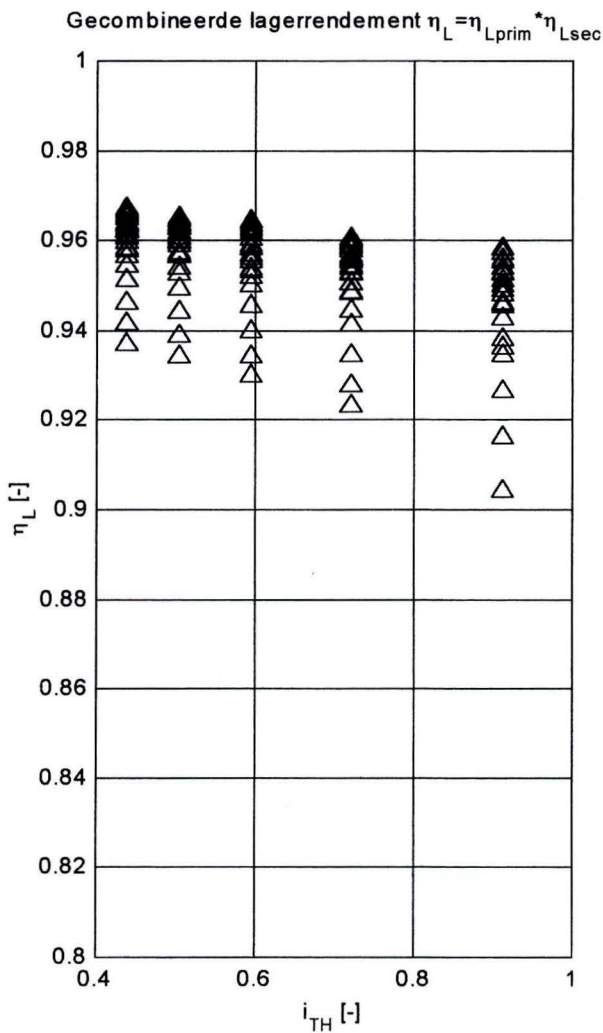


Figuur 6-8b: Fictieve HCVT

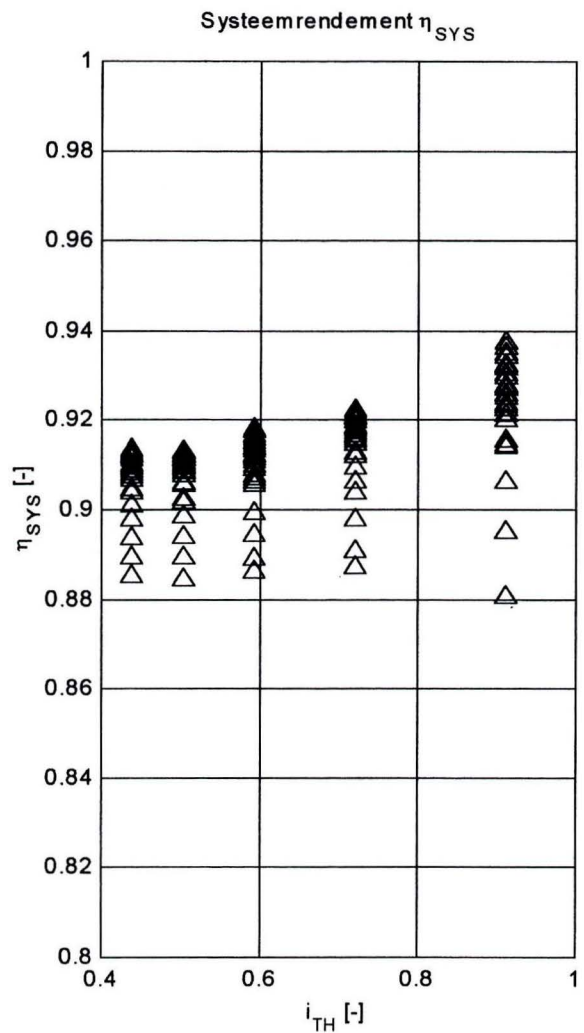
6.3.4 Lager- en systeemrendement

De verliezen van de lagering aan primaire en secundaire zijde, die bij de gedeelde duwband uitvoering verantwoordelijk zijn voor het opvangen van de axiale belasting ten gevolge van de knijpkracht zijn, zoals uit figuur 6-9a blijkt, van dezelfde orde of groter dan de verliezen van de duwband zelf.

Voor alle berekende bedrijfspunten is in deze figuur het totale rendement van de lagering aan primaire en secundaire zijde, $\eta_L = \eta_{Lprim} \cdot \eta_{Lsec}$, weergegeven. Afhankelijk van het bedrijfspunt ligt het rendement van de toegepaste lagering tussen de 90.5% en 97%. Ook op het gebied van de lagering van een gedeelde duwband HCVT is dus nog winst te bepalen ten aanzien van het verhogen van het totale systeemrendement. Met name het opvangen van de axiale belasting en daardoor hoog oplopende lagerbelasting en rendementsverliezen vergt nader onderzoek naar de lagering bij de gedeelde duwband HCVT.



Figuur 6-9a: Lagerrendement



Figuur 6-9b: Systeemrendement

Het rendement van de gesimuleerde testconstructie η_{SYS} is tenslotte afgebeeld in figuur 6-9b. Ondanks de geringe verhouding μ_D/μ_{SU} en de relatief grote lagerverliezen ligt het totale systeemrendement tussen de 88 % en 94%. De op de proefstand gemeten rendementswaarden kunnen per ingesteld bedrijfspunt vergeleken worden met de gesimuleerde resultaten. In onderstaand voorbeeld zijn de berekende waarden van η_{SYS} weergegeven voor de vermelde waarde van i_{TH} .

etaSYS voor s=30 ($i_{TH}=0.593$)

etaSYS =

0	omC	104.7198	209.4395	314.1593	418.8790	523.5988
TC	0	0	0	0	0	0
20.0000	0	0.9077	0.8994	0.8943	0.8889	0.8861
45.0000	0	0.9146	0.9108	0.9071	0.9065	0.9055
70.0000	0	0.9166	0.9142	0.9118	0.9093	0.9098
95.0000	0	0.9175	0.9157	0.9140	0.9121	0.9134
120.0000	0	0.9181	0.9167	0.9153	0.9138	0.9123

7 CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN

Naar aanleiding van de in het verslag aan de orde gekomen onderwerpen worden conclusies getrokken en aanbevelingen gedaan ten aanzien van de schakelgeometrie, op systeemniveau, en ten aanzien van de simulatie- en meetresultaten.

7.1 Schakelontwerp en optimalisatie

- De in dit verslag gepresenteerde schakelgeometrie kenmerkt zich door:
 - 1) het aanbrengen van een nokje en sluihoek op de schakels;
 - 2) het positioneren van afzonderlijke schakels en de duwband als geheel door het tussenlichaam.

Hierdoor wordt een gecontroleerd schakelgedrag verkregen en foutenvoortplanting in de duwband voorkomen. Door de schakels op deze wijze uit te voeren is het tevens mogelijk om de 'rolstraal op de kantelribbe (r_E) / schakeldikte (t)'-verhouding (ρ) groter dan één te kiezen.

- Voor het (kinematisch) correct functioneren van de duwband worden een tweetal aspecten belangrijk geacht:
 - 1) de mate van intern lengteverschil (polygooneffect);
 - 2) de krachtwerking- en doorleiding in het overgangsgebied.

In beide gevallen worden de beste resultaten verkregen voor schakels met een geringe dikte t . Daarnaast geldt voor voldoende dunne schakels dat een vergroting van de verhouding ρ nog nauwelijks van invloed is op (de nadelige verschijnselen van) bovengenoemde aspecten. In hoeverre een verkleining van de schakeldikte noodzakelijk c.q. mogelijk is in verband met het optredende interne lengteverschil en de gewenste positioneringfunctie in het tussenlichaam zal voor een groot deel experimenteel vastgesteld dienen te worden.

- Bij de bepaling van contactspanningen voor het huidige ontwerp van de gedeelde duwband komt het duwbandkarakter sterk naar boven. In de duwrichting van de band zijn de contactspanningen het grootst. Ook in het geval van een Λ -duwband zullen de contactspanningen op de kantelribbe van wezenlijk belang zijn aangezien daar de krachten in de overige twee contacten de helft zijn vergeleken met die in een gedeelde duwband.

De effectieve lengte l_E en/of rolstraal r_E van de kantelribbe zullen daarom vergroot dienen te worden. De lengte van de kantelribbe is in de praktijk aan grenzen gebonden. Te lange schakels resulteren in het gevaar op knik en bij de gedeelde duwband op scheefstelling in omtreksrichting. Het vergroten van de schakeldikte t heeft zoals reeds genoemd nadelige consequenties. De meest zinvolle oplossing in dit geval is dus de vergroting van r_E bij gelijkblijvende schakeldikte (vergroting van ρ). De enige andere overgebleven mogelijkheid is namelijk de vergroting van de duwband en het systeem als geheel.

- De in dit verslag gepresenteerde modelvorming en simulatieprogramma kunnen gebruikt worden

1) Als hulpmiddel bij het ontwerpen van schakels voor:

- de bepaling van de benodigde sluihoek;
- de bepaling van de minimaal benodigde conushoeken voor zelflossenheid;
- de bepaling van de maximale zakking van de band, die met name van belang is bij inwendig omsloten schakels;
- de bepaling van benodigde welvingen en afmetingen van de contactvlakken op de schakels.

Een schakel kan op deze wijze zodanig gedimensioneerd worden dat de duwband als geheel (kinematisch) correct functioneert, en de maximaal toelaatbare contactspanning in verband met vermoeiing niet overschreden wordt.

2) Voor het toekennen van getalswaarden aan de voor het correct functioneren van een duwband belangrijk geachte aspecten. Op deze wijze is het mogelijk om experimentele gegevens van duwbanden met verschillende schakelgeometrieën onderling te vergelijken en te kwalificeren. Hiermee zijn vervolgens ontwerprichtlijnen op te stellen.

7.2 Gedeelde en Λ -duwband HCVT

- Voor een verdere optimalisatie en ontwerp van een complete gedeelde duwband-HCVT zijn op basis van de berekende rendementen en lagerbelastingen een tweetal zaken van belang:

1) De toegepaste lagering. Deze moet in staat zijn de axiaal-radiale belasting op te vangen met een zo hoog mogelijk rendement. De op dit moment in de testopstelling toegepaste kegellagers zijn qua rendement en lagerbelasting minder geschikt.

2) Een vergroting van de verhouding μ_D / μ_{SU} om het rendementsverlies door kinematisch bepaalde slip te verkleinen. Het vergroten van μ_D houdt tevens in dat de axiale kracht (knijpkracht) en daarmee de lagerbelasting verkleind kan worden. Voor het vergroten van μ_D en/of verkleinen van μ_{SU} komen wellicht alternatieve materiaal(combinaties) en smeerstoffen in aanmerking (bijvoorbeeld een 'drooglopende' duwband). Van wezenlijk belang bij deze materiaalselectie zijn behalve de waarden van wrijvingscoëfficiënten ook het slijtage- en vermoeiingsgedrag van de materiaalparing.

- Bij een Λ -duwband HCVT is met name de vergroting van regelbereik van belang. Ten behoeve van het verkrijgen van een ten opzichte van de behuizing stilstaande in- en uitgaande as, kan gekozen worden om het systeem uit te voeren met twee Λ -duwbanden en twee paar conische schijven. Hiermee kan dan in de praktijk een regelbereik verkregen worden in de buurt van $\sim 1.6^2 \approx 2.56$. Voor de vergroting van het regelbereik naar de in de automobiellindustrie gewenste waarde van 5 à 6 zijn reeds een aantal mogelijkheden onderzocht. Hiervoor wordt verwezen naar [27] en [28].

7.3 Meetresultaten versus simulatieresultaten

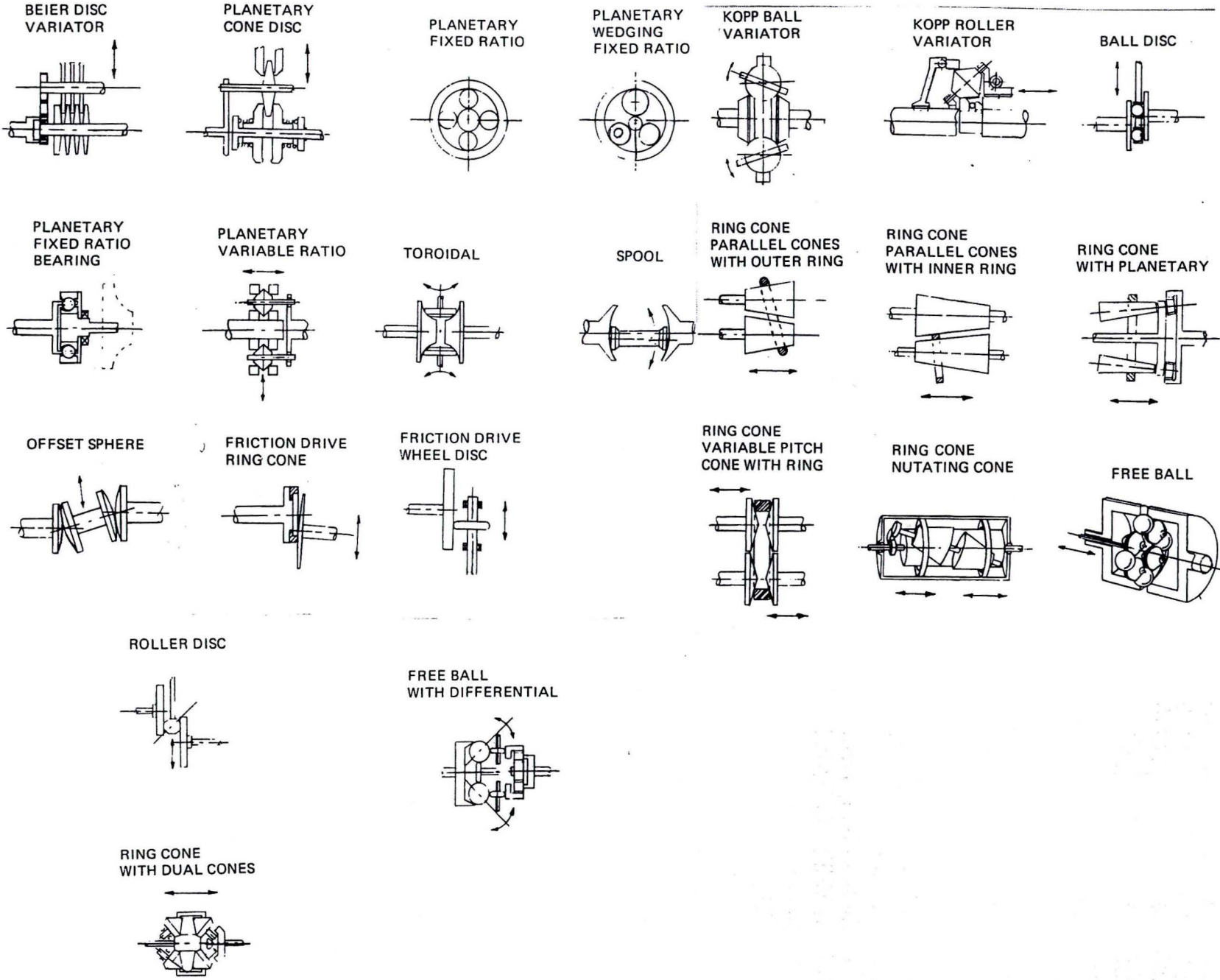
- Een van de hoofddoelen van het HCVT project is het aantonen van het werkingsprincipe bij redelijke vermogens. Het werkingsprincipe van een gedeelde duwband is in een eerste meting aangetoond bij koppels tot 85 Nm en toerentallen tot 2500 omw/min. Door een beperkte regelbaarheid van de meetopstelling en enkele problemen met onderdelen in de omringende constructie (lagerkoeling, smeermiddeltoevoer) is op dit moment geen betrouwbare meetdata beschikbaar. Verificatie van de modelvorming en vergelijking van berekende met gemeten rendementen is op dit moment dan ook niet mogelijk.
- In april en mei 2001 worden met twee testopstellingen, voorzien van een gedeelde en een Λ -duwband, uitgebreide metingen verricht. De resultaten hiervan dienen gebruikt te worden voor het vergelijken van de theoretisch bepaalde waarden met de gemeten waarden. Enerzijds kan op deze wijze de modelvorming geïnterpreteerd worden, anderzijds biedt dit de mogelijkheid om een inschatting te maken in hoeverre de duwband het gewenste (gemodelleerde) gedrag vertoont.

LITERATUUR

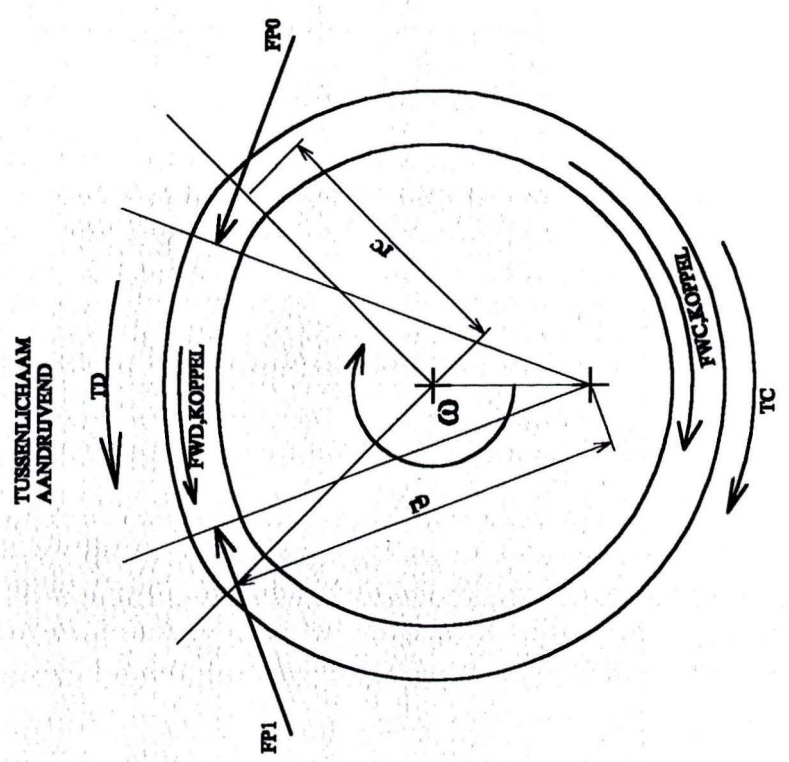
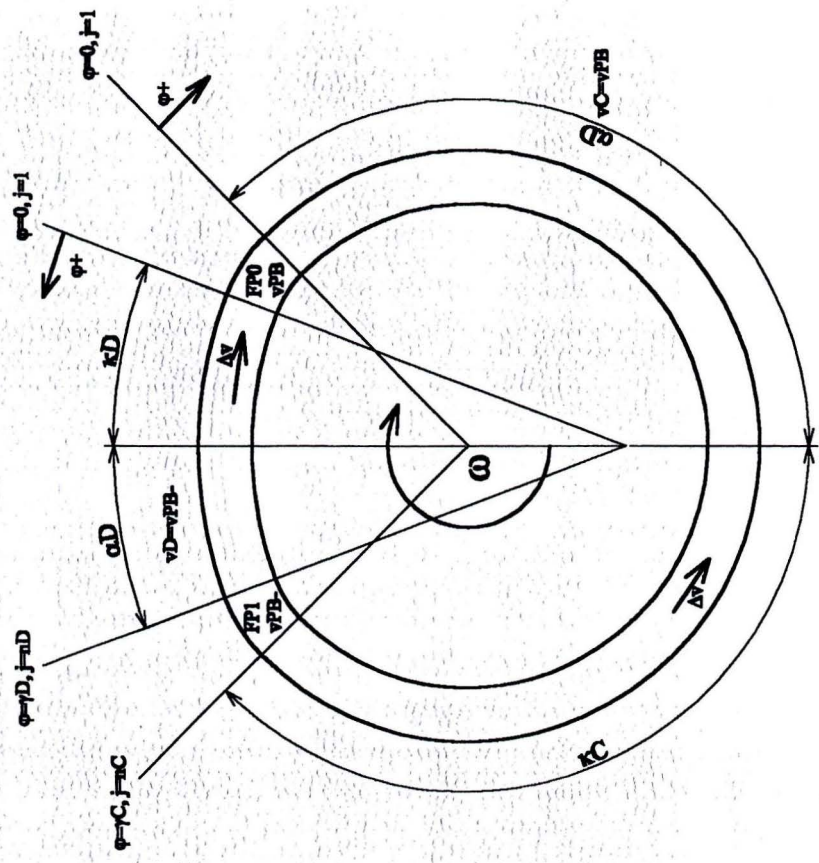
- [1] Machida, H., "Traction Drive CVT up to date". In: "International Congress on Continuously Variable Power Transmission", Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999.
- [2] Heilich, F., Shube, E., "Traction Drives". Marcel Dekker inc., New York, 1983.
- [3] Schouten, M.J.W., "Variatoren". Instituut voor Aandrijf- en Tribotechniek Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven.
- [4] Liebrand, N.J.J., "Onderwijs en Onderzoek van de CVT". In: Simonster (Technische Universiteit Eindhoven, faculteit Werktuigbouwkunde), 7 (2000).
- [5] "LuK CVT KOMPONENTEN", brochure LuK Automotive Systems.
- [6] Stienstra, S., "Extroid CVT". In: PT Industrie, 2 (1999).
- [7] *Jaarverslag Torotrak op www.torotrak.com.*
- [8] Hohn, B-R., "Europäische Trends in der Getriebeentwicklung". In: VDI Berichte 1565 "Innovative Fahrzeugantriebe", VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 2000.
- [9] Schouten, M.J.W., "Conclusies ten aanzien van CVT-ontwikkeling zoals besproken tijdens de VDI-Tagung Antriebstechnik, Dresden 14 en 15 sept. 2000". Interne rapportage HCVT, 2000.
- [10] Paul, M., "CVTs Driving the Future of Transmission Technology". In: "International Congress on Continuously Variable Power Transmission", Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999.
- [11] Englisch, A., Bofinger, G., Esser, J., Kraxner, D., Schwarz, H., "Bewertung innovativer Getriebekonzepte mit hoher Leistungsdichte". In: VDI Berichte 1393 "Getriebe in Fahrzeugen '98", VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 1998.
- [12] In: VDI Berichte 1565 "Innovative Fahrzeugantriebe", VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 2000.
- [13] Frank, A.A., "The Use of a CVT in a Parallel Hybrid Electric Vehicle for Super Fuel Efficiency and High Performance". In: "International Congress on Continuously Variable Power Transmission", Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999.
- [14] Druten, R.M., Vroemen, B.G., Rosielle, P.C.J.N., Veldpauw, F.E., Schouten, M.J.W., "Design of a Powertrain for Optimal Performance and Fuel Economy using a CVT and a Flywheel". In: "International Congress on Continuously Variable Power Transmission", Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999.
- [15] Vugts, J.C.J.A., van Oss, M.L., "Analyse van de Hoogenberg CVT". Stageverslag Technische Universiteit Eindhoven, faculteit Werktuigbouwkunde, sectie Aandrijf- en Tribotechniek, Eindhoven, 1996.
- [15] Lammers, H.J., Schrouff, J.G.H., "Riemen, V-riemen en kettingen". Collegedictaat TU Eindhoven, Eindhoven, 1993.
- [16] Sato, T., Kato, T., "A Study on the Torque-transmitting Mechanism in the Steel Pushing V-belt CVT". In: "International Congress on Continuously Variable Power Transmission", Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999.
- [17] Vries, T.J. de, "Theoretisch en praktisch onderzoek naar het rendement van de metalen V-band". Afstudeerverslag Technische Universiteit Eindhoven, faculteit Werktuigbouwkunde, sectie Aandrijf- en Tribotechniek, Eindhoven, 1993.
- [18] Takahashi, M., Kido, R., Nonaka, K., "Design and Development of a Dry Hybrid Belt (BANDO AVANCE) For CVT Vehicles". In: "International Congress on Continuously Variable Power Transmission", Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999.
- [19] Johnson, K.L. "Contact Mechanics". Cambridge university press, Cambridge, 1985.

- [20] Schouten, M.J.W., "Einfluss elastohydrodynamischer Schmierung auf Reibung, Verschleiss und Lebensdauer von Getrieben". Proefschrift Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1973.
- [21] Horowitz, A., "A Contribution to the Engineering Design of Machine Elements Involving Contrashaped Contacts". In: "Israel Journal of Technology", Vol.9, No.4, 1971.
- [22] In: VDI Berichte 1393 "Getriebe in Fahrzeugen '98", VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 1998.
- [23] Landheer, D., Gee, A.W.J. de, "Tribotechniek IIa. Dynamische contactverschijnselen". Collegedictaat TU Eindhoven, Eindhoven, 1991.
- [24] Landheer, D., "Tribologische analyse van wrijving en slijtage". Afdrukken sheets lezing Bond voor materialenkennis. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2000.
- [25] Leeuwen, H., Vollenhoven, J., "Tribotechniek I". Collegedictaat TU Eindhoven, Eindhoven, 1993.
- [26] INA Technisches Taschenbuch. INA, Herzogenaurach, 1998.
- [27] Kouwenberg, J., "Vergroting van het regelbereik van de HCVT met een planetair tandwielstelsel". Interne rapportage HCVT, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2000.
- [28] Hout, A.E. van, "Het inbouwen van de HCVT in een aandrijflijn". Stageverslag Technische Universiteit Eindhoven, faculteit Werktuigbouwkunde, sectie Aandrijf- en Tribotechniek, Eindhoven, 2001.
- [29] SKF Hoofdcatalogus. SKF Nederland, Nieuwegein, 1999.

1 Figuren



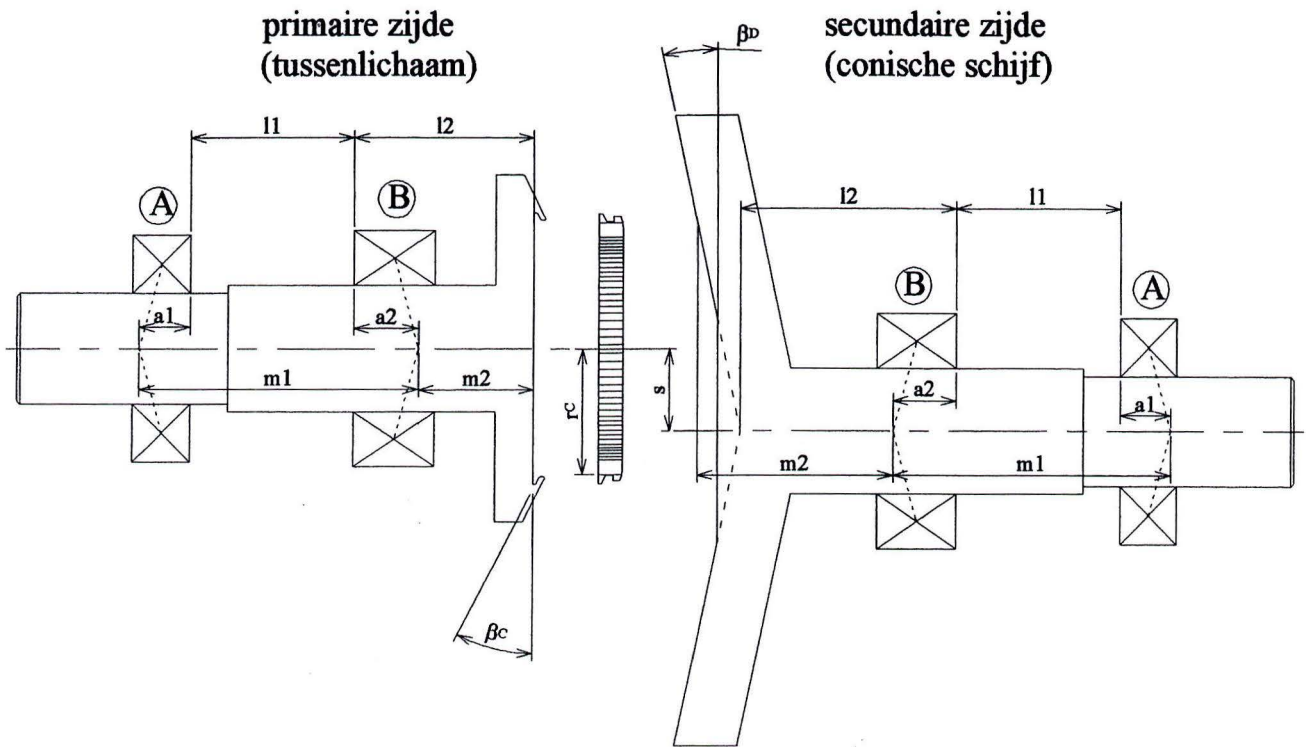
Figuur B1-1: Overzicht van variatoren [2]



Figuur B1-2: Mechanisme van koppeloverdracht: aandrijvend tussenlichaam

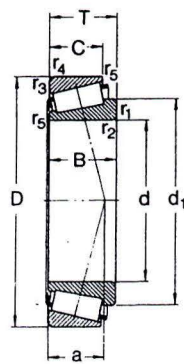
2 Lagerverlieskoppels

Figuur B2-1 is de schematische weergave van de testopstelling.



Figuur B2-1: Testopstelling

De toegepaste lagers zijn eenrijige kegellagers (in O-opstelling).



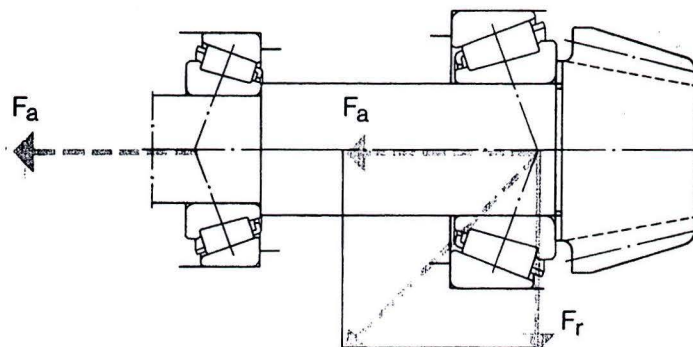
Figuur B2-2: Eenrijig kegellager

De relevante lagergegevens en constructieafmetingen zijn vermeld in tabel B2-1 (zie figuur B2-1 en figuur B2-2)

	primaar (tussenlichaam)	secundair (conische schijf)
lager A	32007 X	30207
d	35 [mm]	35 [mm]
D	62[mm]	72 [mm]
a	15[mm] (a1)	15 [mm] (a1)
Y	1.3 [-]	1.6 [-]
dm=(d+D)/2	48.5 [mm]	53.5 [mm]
lager B	33108	33108
d	40 [mm]	40 [mm]
D	75 [mm]	75 [mm]
a	18 [mm] (a2)	18 [mm] (a2)
Y	1.7 [-]	1.7 [-]
dm=(d+D)/2	57.5 [mm]	57.5 [mm]
l1	53 [mm]	53 [mm]
l2	67 [mm]	70 [mm]
conushoek	$\beta_C=28$ [deg]	$\beta_D=12$ [deg]

Tabel B2-1: Relevante lagergegevens en constructieafmetingen

De radiale lagerkrachten F_r grijpen bij kegelagers aan in de drukmiddenpunten.



Figuur 2-3: Drukmiddelpunten

Met tabel B2-1, figuur B2-1 en B2-2 zijn de voor het momentenevenwicht van belang zijnde afstanden m_1 en m_2 te bepalen.

Aan primaire zijde geldt:

$$m_1 = l_1 + a_2 + a_1$$

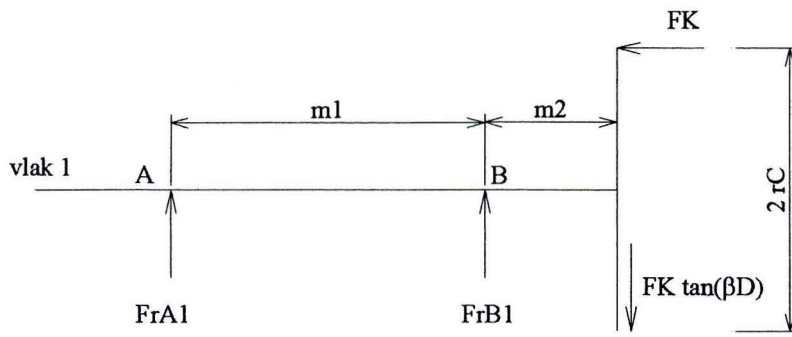
$$m_2 = l_2 - a_2$$

En aan secundaire zijde:

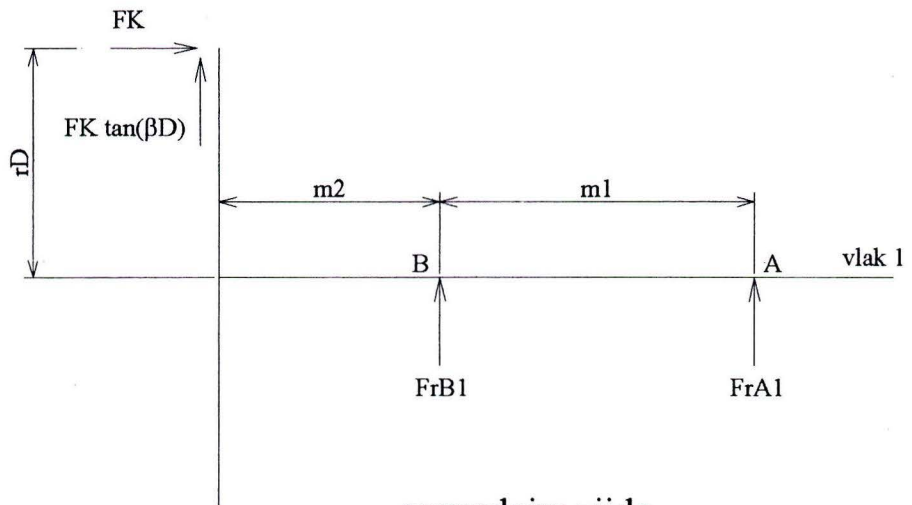
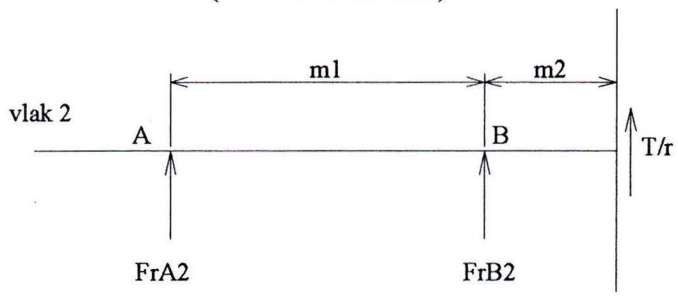
$$m_1 = l_1 + a_1 + a_2$$

$$m_2 = l_2 - a_2 + rD \sin(\beta_D)$$

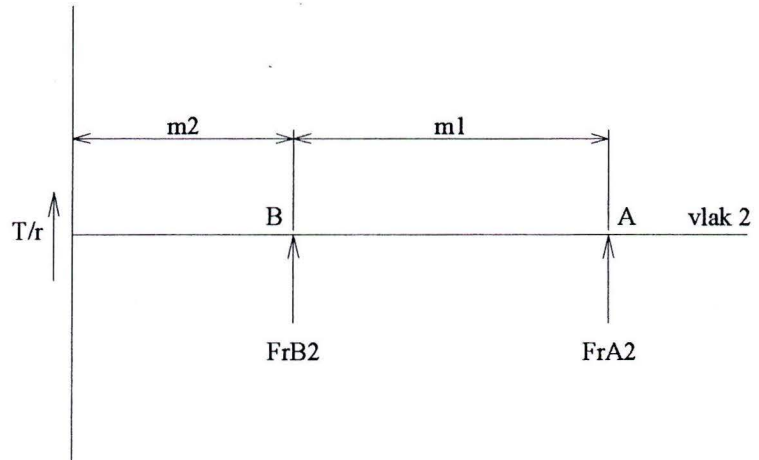
In figuur B2-4 zijn de op primaire en secundaire zijde werkzame krachten afgebeeld.



primaire zijde
(tussenlichaam)



secundaire zijde
(conische schijf)



Figuur B2-4: Krachten aan primaire en secundaire zijde

Met de krachteenevenwichten in vlak 1 en 2 en het momentevenwicht om B zijn de radiale lagerkrachten F_r per lager en vlak bepaald.

■ Primaire zijde (tussenlichaam)

■ Kracht- en momentevenwicht

$$\text{eqvlak1en2} = \{F_{rA1} + F_{rB1} - FK \tan[\beta D] == 0, +F_{rA1} m_1 + FK \tan[\beta D] m_2 - FK r_C == 0, F_{rA2} + F_{rB2} + Tr == 0, +F_{rA2} m_1 - Tr m_2 == 0\}$$

$$\{F_{rA1} + F_{rB1} - FK \tan[\beta D] == 0, F_{rA1} m_1 - FK r_C + FK m_2 \tan[\beta D] == 0, F_{rA2} + F_{rB2} + Tr == 0, F_{rA2} m_1 - m_2 Tr == 0\}$$

■ Oplossen

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rA1}, {F_{rA2}, F_{rB1}, F_{rB2}}]]

$$\left\{ \left\{ F_{rA1} \rightarrow \frac{FK (r_C - m_2 \tan[\beta D])}{m_1} \right\} \right\}$$

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rA2}, {F_{rA1}, F_{rB1}, F_{rB2}}]]

$$\left\{ \left\{ F_{rA2} \rightarrow \frac{m_2 Tr}{m_1} \right\} \right\}$$

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rB1}, {F_{rA2}, F_{rA1}, F_{rB2}}]]

$$\left\{ \left\{ F_{rB1} \rightarrow \frac{FK (-r_C + (m_1 + m_2) \tan[\beta D])}{m_1} \right\} \right\}$$

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rB2}, {F_{rA2}, F_{rB1}, F_{rA1}}]]

$$\left\{ \left\{ F_{rB2} \rightarrow -\frac{(m_1 + m_2) Tr}{m_1} \right\} \right\}$$

■ Secundaire zijde (conische schijf)

■ Kracht- en momentevenwicht

$$\text{eqvlak1en2} = \{F_{rA1} + F_{rB1} + FK \tan[\beta D] == 0, -F_{rA1} m_1 + FK \tan[\beta D] m_2 + FK r_D == 0, F_{rA2} + F_{rB2} + Tr == 0, -F_{rA2} m_1 + Tr m_2 == 0\}$$

$$\{F_{rA1} + F_{rB1} + FK \tan[\beta D] == 0, -F_{rA1} m_1 + FK r_D + FK m_2 \tan[\beta D] == 0, F_{rA2} + F_{rB2} + Tr == 0, -F_{rA2} m_1 + m_2 Tr == 0\}$$

■ Oplossen

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rA1}, {F_{rA2}, F_{rB1}, F_{rB2}}]]

$$\left\{ \left\{ F_{rA1} \rightarrow \frac{FK (r_D + m_2 \tan[\beta D])}{m_1} \right\} \right\}$$

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rA2}, {F_{rA1}, F_{rB1}, F_{rB2}}]]

$$\left\{ \left\{ F_{rA2} \rightarrow \frac{m_2 Tr}{m_1} \right\} \right\}$$

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rB1}, {F_{rA2}, F_{rA1}, F_{rB2}}]]

$$\left\{ \left\{ F_{rB1} \rightarrow -\frac{FK (r_D + (m_1 + m_2) \tan[\beta D])}{m_1} \right\} \right\}$$

FullSimplify[Solve[eqvlak1en2, F_{rB2}, {F_{rA2}, F_{rB1}, F_{rA1}}]]

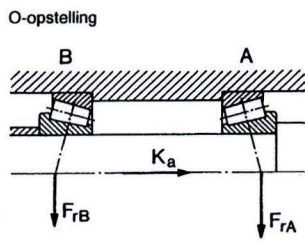
$$\left\{ \left\{ F_{rB2} \rightarrow -\frac{(m_1 + m_2) Tr}{m_1} \right\} \right\}$$

Voor de radiale lagerbelasting van de lagers A en B geldt vervolgens

$$FrA = \sqrt{(FrA1)^2 + (FrA2)^2}$$

$$FrB = \sqrt{(FrB1)^2 + (FrB2)^2}$$

Voor de axiale lagerkrachten FaA en FaB wordt uitgegaan van de situatie dat er tijdens bedrijf geen speling is maar ook geen voorspanning. Deze kunnen bepaald worden met tabel B2-2 (SKF hoofdcatalogus). De axiale kracht Ka is in ons geval gelijk aan de knijpkracht FK.

Axiale belasting van kegellagers		
Opstelling	Belastingsgeval	Axiale belastingen
<p>O-opstelling</p> 	<p>1a) $\frac{FrA}{Y_A} \geq \frac{FrB}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 FrA}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>1b) $\frac{FrA}{Y_A} < \frac{FrB}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{FrB}{Y_B} - \frac{FrA}{Y_A} \right)$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 FrA}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$

Tabel B2-2: Axiale lagerkracht SKF Hoofdcatalogus

Het wrijvingsmoment TL van een lager kan worden bepaald met

$$TL = TL0 + TL1$$

Voor vetgesmeerde eenrijige kegellagers is het lastonafhankelijke wrijvingsmoment TL0 gelijk aan:

$$TL0 = 10^{-10} \cdot 6 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot dm^3 \text{ [Nm]} \quad \text{voor } v \cdot n \geq 2000$$

$$TL0 = 10^{-10} \cdot 160 \cdot 6 \cdot dm^3 \text{ [Nm]} \quad \text{voor } v \cdot n < 2000$$

Met:

dm de gemiddelde lagermiddellijn in [mm] (zie tabel B2-1)

n toerental van het lager in [omw/min]

v kinematische viscositeit van de smeerstof bij bedrijfstemperatuur [mm²/s] (bij vetsmering de basisolie viscositeit)

Voor het lastafhankelijke wrijvingsmoment TL1 van vetgesmeerde eenrijige kegellagers geldt:

$$TL1 = 10^{-3} \cdot 0.0004 \cdot P1 \cdot dm \text{ [Nm]}$$

Met:

dm de gemiddelde lagermiddellijn in [mm] (zie tabel 2-1)

P1 belasting die het wrijvingsmoment bepaald: $P1 = \max(Fr, 2 \cdot Y \cdot Fa)$. Fr en Fa zijn de radiale en axiale lagerkracht, Y is de axiale belastingsfactor (zie tabel B2-1).

3 MATLAB implementatie: simulatieprogramma en functies

3.1 Toelichting

Het simulatieprogramma gebruikt een groot aantal functies. Deze functies zijn de MATLAB implementatie van de in hoofdstuk 3 t/m 5 en bijlage 2 behandelde theorie. De functies zijn in paragraaf 3.3 t/m 3.6 per thema gerangschikt. Het simulatieprogramma is te vinden in 3.2. Dit MATLABbestand 'prog_sim.m' begint met het parameter invoergeedeelte. Hierin kunnen de waarden van alle benodigde parameters ingevoerd worden. Per parameter is een toelichting en de juiste eenheid weergegeven.

In het rekengedeelte is de plaats van het constructiespecifieke gedeelte aangeduid. Dit is per constructie te wijzigen. Het programma kan op twee manieren gebruikt worden. Dit wordt aangegeven door de parameter 'simmode'. 'simmode=1' berekent slechts 1 bedrijfspunt. De berekeningsresultaten worden in het MATLAB commandowindow tekstueel afgedrukt en middels drie figuren, zoals in hoofdstuk 6.2. 'simmode=2' berekent een groot aantal bedrijfspunten. De berekende gegevens in ieder bedrijfspunt worden voor verdere verwerking opgeslagen in het bestand 'simdata.mat'. Deze kunnen (op een ander tijdstip) opgeroepen worden door het commando 'load simdata'.

3.2 Simulatieprogramma

prog_sim.m

```
% #####
% # PARAMETERINVOER #
% #####

% SIMULATIEMODE =====

simmode=2; % simmode 1: detailplots van 1 bedrijfspunt
           % (1e waarden uit de vectoren TCvec,omCvec en svec)
           % simmode 2: berekeningsresultaten worden opgeslagen in simdata.mat
           % in huidige directory voor verder gebruik

% KOPPEL, HOEKSNELHEID en POSITIE =====

TCvec=linspace(20,120,5); % KOPPEL OP TUSSENLICHAAM [Nm]
omCvec=linspace(2*pi*1000/60,2*pi*5000/60,5); % HOEKSNELHEID TUSSENLICHAAM [rad/s]
svec=linspace(5,55,5); % positie tussenlichaam tov schijf [mm]

if simmode==1
    svec=svec(1);
    TCvec=TCvec(1);
    omCvec=omCvec(1);
end

% SYSTEEMUITVOERING =====

labda=1; % hele (labda=2) of gedeelde (labda=1) duwband [-]
Ddriv=0; % schijf aandrijvend: Ddriv=1, Cdriv=0 [-]
Cdriv=1; % tussenlichaam aandrijvend: Driv=0, Cdriv=1 [-]

% KINEMATICA/SCHAKELGEOMETRIE =====

acc=2; % bandvorm rekennauwkeurigheid (1=laag,2=middel,3=hoog)
rC=41.5; % straal neutrale lijn tussenlichaam [mm]
ts=2.4; % dikte schakel op kantelribbe [mm]
rE=7.5; % rolstraal schakel kantelribbe [mm]
tauS=5.6/180*pi; % sluihoek schakels [rad]
bv=0.997; % vullingsgraad duwband [-]

% KRACHTEN =====
```

```

duwproc=0.05; % rekennauwkeurigheid (stapgrootte) evaluatie duwkracht: FPstep=duwproc*Tr
vK=1; % knijpkrachtveiligheidsfactor (vK>=1) [-]
M_s=1.4e-3; % massa schakel [kg]
muD=0.12; % wrijvingscoefficient schakel-schijf [-]
muC=0.12; % wrijvingscoefficient schakel-conisch deel tussenlichaam [-]
muSUC=0.1; % wrijvingscoefficient schakel-ondersteuningsvlak (gedeelde) indien contact met
tussenlichaam [-]
muSU=0.06; % wrijvingscoefficient schakel-ondersteuningsschijf (gedeelde) indien contact met
schijf [-]
muE=0.12; % onderlinge wrijvingscoefficient schakels kantelribbe [-]
bD=12/180*pi; % conushoek schijf [rad]
bC=28/180*pi; % conushoek tussenlichaam [rad]

```

```

% CONTACTSPANNINGEN/SCHAKELGEOMETRIE =====

```

```

sHZ_=1800; % toelaatbare hertze spanning materiaal [N/mm2]
ER=230000; % gereduceerde E-modulus [N/mm2]
tD=2.2; % effectieve breedte contactvlak schakel-schijf [mm]
lD=4; % effectieve lengte idem [mm]
rDvec=[45 95]; % minimale en maximale waarde van rD ter bepaling kromtestraal r12 en r11 [mm]
tC=2.2; % effectieve breedte contactvlak schakel-tussenlichaam [mm]
lC=2.5; % effectieve lengte idem [mm]
lE=7; % effectieve lengte kantelribbe [mm]
ASU=17; % effectief oppervlak contactvlak schakels ondersteuningsvlak tussenlichaam
(gedeelde) [mm2]

```

```

% VERLIESKOPPEL LAGERS =====

```

```

kinvisc=30; % kinematische viscositeit smeermiddel tbv lagerverliesbepaling [mm2/s]

```

```

% #####
% # BEREKENING: VARIABELEN ONAFHANKELIJK VAN BEDRIJFSPUNT #
% #####

```

```

muvec=[muD muC muSUC muSU muE];
driv=[Ddriv Cdriv];
b=[bD bC];
rho=rE/ts;
t=ts/rC;
% kromtestralen r11,r12 en r22
[r11,r12]=FS_r11r12(rDvec,bD,sHZ_,ER,tD,lD);
[r22]=FS_r22(ER,rC,tC,lC,bC,sHZ_);
disp(sprintf('\nKromtestralen op de schakels:\n'));
disp(sprintf('r11=%0.4g [mm]',r11));
disp(sprintf('r12=%0.4g [mm]',r12));
disp(sprintf('r22=%0.4g [mm]',r22));

```

```

% #####
% # BEREKENING: VARIABELEN AFHANKELIJK VAN BEDRIJFSPUNT IN IEDER BEDRIJFSPUNT #
% #####

```

```

tels=1;
for spos=svec
    telTC=1;
    for TC=TCvec
        telomC=1;
        for omC=omCvec

```

```

% ===== REKENBLOK =====

```

```

% bedrijfspunt duwband
Tr=TC/(1e-3*rC);
vPB=omC*1e-3*rC;
disp(sprintf('\nBedrijfspunt duwband:\n'));
disp(sprintf('T/r=%0.5g [N]',Tr));
disp(sprintf('vPB=%0.4g [m/s]',vPB));
% bandvorm
s=spos/rC;
[z,rf,gamD,gamC,gamF]=FK_bandvorm(s,t,rho,bv,acc,tauS);
zmax=z*rC;
rD=spos+rC-zmax;
iTH=rC/rD;
tauD=FK_tau(rD/rC,rho,t);
tauC=FK_tau(1,rho,t);
tauF=FK_tau(rf,rho,t);
tau=[tauD tauC];
disp(sprintf('\nBandvorm:\n'));

```

```

disp(sprintf('zmax=%0.3g [mm]',zmax));
disp(sprintf('rD=%0.4g [mm]',rD));
disp(sprintf('iTH=%0.3g [-]',iTH));
disp(sprintf('tauD=%0.3g [deg]',tauD*180/pi));
disp(sprintf('tauC=%0.3g [deg]',tauC*180/pi));
disp(sprintf('tauF=%0.3g [deg] (tauS=%0.3g [deg])',tauF*180/pi,tauS*180/pi));
disp(sprintf('gamD=%0.4g [deg]',gamD*180/pi));
disp(sprintf('gamC=%0.4g [deg]',gamC*180/pi));
disp(sprintf('gamF=%0.3g [deg]',gamF*180/pi));
% discrete conversie
[nD,nC,gamDd,gamCd,gamFd,thD,thC]=FK_discreet(s,z,rf,rho,t);
n=[nD nC];
th=[thD thC];
disp(sprintf('\nDiscrete conversie:\n'));
disp(sprintf('nD=%0.3g [-]',nD));
disp(sprintf('nC=%0.3g [-]',nC));
disp(sprintf('gamDd=%0.3g [deg]',gamDd*180/pi));
disp(sprintf('gamCd=%0.3g [deg]',gamCd*180/pi));
disp(sprintf('gamFd=%0.3g [deg]',gamFd*180/pi));
disp(sprintf('thD=%0.3g [deg]',thD*180/pi));
disp(sprintf('thC=%0.3g [deg]',thC*180/pi));
% slipsnelheid en componenten muSU op ondersteuningsvlak
muSUD=[zeros(2,nD)];
muSUC=[zeros(2,nD)];
rsu=zeros(1,nD);
vslip=zeros(1,nD);
if labda==1 & muSU>0
for j=1:nD
xsi=-0.5*gamDd+(j-1)*tauD;
[rsu(j),vtc(j),vrc(j),vtd(j),vrd(j),vslip(j)]=FK_slip(xsi,s,z,vPB);
[muSUD(1,j),muSUD(2,j),muSUC(1,j),muSUC(1,j)]=FF_muSU(muSU,vtc(j),vrc(j),vtd(j),vrd(j));
end
end
% centrifugaalkrachten
FCD=(M_s*vPB^2)/(rD*1e-3);
FCC=(M_s*vPB^2)/(rC*1e-3);
FC=[FCD FCC];
% FPmin en variabelen voor krachten in het overgangsgebied
FPstep=duwproc*Tr;
alfa=gamFd-thD-thC;
nFd=1+alfa/tauF;
C=nFd*((M_s*vPB^2)/(rf*rC*1e-3));
FPmin=FF_FPmin(C,t,rho,tau,rf,alfa,FPstep);
krov=[C t rho rf alfa];
% krachten op afzonderlijke schakels
[FPD,FND,FAD,FWD,FWDST,FWDSR,FPC,FNC,FAC,FWC,FWCST,FWCSR]=...
FF_kps(Tr,labda,vK,FPmin,FPstep,FC,n,tau,krov,th,muvec,muSUD,muSUC,rsu,driv,b);
% knijpkracht en maximale waarden van de krachten
Fknijp=round(sum(FAD));
FN1=max(FND);
FN2=max(FNC);
FN3=max(max(FPD),max(FPC));
FN4=max(max(FAD),max(FAC));
% contactspanningen
sHZ(1)=FS_sHZ1(rD,bD,r11,r12,FN1,ER);
sHZ(2)=FS_sHZ2(FN2,ER,rC,r22,1C,bC);
sHZ(3)=FS_sHZ3(FN3,ER,ts,rE,1E);
sHZ(4)=FS_sHZ4(FN4,ASU);
% ===== VERLIEZEN EN RENDEMENTEN SPECIFIEK VOOR CONSTRUCTIE ! =====
% intern verlies duwband op ondersteuningsvlak
PverlPB=sum(muSU*FAD.*vslip);
etaPB=1-(PverlPB/(Tr*vPB));
disp(sprintf('\nVerliesvermogen en duwbandrendement:\n'));
disp(sprintf('Pverlies=%0.5g [W]',PverlPB));
disp(sprintf('etaPB=%0.4g [-]',etaPB));
% lagers verlieskoppels
[TLprim]=FC_TLprim(rC,bD,omC,kinvisc,Fknijp,Tr);
[TLsec]=FC_TLsec(rD,bD,omC*iTH,kinvisc,Fknijp,Tr);
% koppels en hoeksnelheden meetassen
T1=TC+TLprim;
om1=omC;
TD=etaPB*(TC/iTH);
omD=omC*iTH;
T2=TD-TLsec;
om2=omD;
% lager- en systeemrendement
etaLprim=(TC*omC)/(T1*om1);
etaLsec=(T2*om2)/(TD*omD);

```

```

etaSYS=etaLprim*etaPB*etaLsec;
disp(sprintf('\nLagerverlieskoppels, lagerrendementen en systeemrendement:\n'));
disp(sprintf('TLprim=%0.4g [Nm]',TLprim));
disp(sprintf('TLsec=%0.4g [Nm]',TLsec));
disp(sprintf('etaLprim=%0.4g [-]',etaLprim));
disp(sprintf('etaLsec=%0.4g [-]',etaLsec));
disp(sprintf('etaSYS=%0.4g [-]',etaSYS));
% ===== EINDE VERLIEZEN EN RENDEMENTEN SPECIFIEK VOOR CONSTRUCTIE ! =====

%opslaan gegevens tbv simmode/2!
SHZ1rec(tels,telTC,telomC)=sHZ(1);
SHZ2rec(tels,telTC,telomC)=sHZ(2);
SHZ3rec(tels,telTC,telomC)=sHZ(3);
SHZ4rec(tels,telTC,telomC)=sHZ(4);
iTHrec(tels,telTC,telomC)=iTH;
Fknijprec(tels,telTC,telomC)=Fknijp;
etaPBrec(tels,telTC,telomC)=etaPB;
etaLprimrec(tels,telTC,telomC)=etaLprim;
etaLsecrec(tels,telTC,telomC)=etaLsec;
etaSYSrec(tels,telTC,telomC)=etaSYS;
Tlrec(tels,telTC,telomC)=Tl;
% ===== EINDE REKENBLOK =====
telomC=telomC+1;
end
telTC=telTC+1;
end
tels=tels+1;
end

% #####
% #          GRAFIEKEN MAKEN OF DATA SAVEN          #
% #####

switch simmode
case 1,

% krachten op de afzonderlijke schakels
figure(1);clf
subplot(2,1,1)
hold on
if labda==1
PV=[FND' FAD'];
else
PV=[FND'];
end
bar(PV,1)
colormap([0.5 0.5 0.5;1 1 1])
plot([0.5:1:nD+0.5],FPD,'k-o','LineWidth',1,'MarkerSize',6)
if labda==1
h=legend('F_P(j)','F_N(j)','F_A(j)',-1);
else
h=legend('F_P(j)','F_N(j)',-1);
end
axis([0 nD+1 0 1.1*max(max(FPD),max(FND))])
w=mod(nD,5);
if w==0
w=5;
end
tickvec=[1, 5:5:nD-w ,nD];
set(gca,'XTick',tickvec)
s=sprintf('F_K=%d [N]',Fknijp);
text(nD/2,0.9*max(max(FPD),max(FND)),s,'FontSize',18)
grid on
title('conische schijf')
xlabel('schakel j')
ylabel('[N]')

subplot(2,1,2)
hold on
if labda==1
PV=[FNC' FAC'];
else
PV=[FNC'];
end
bar(PV,1)
plot([0.5:1:nC+0.5],FPC,'k-o','LineWidth',1,'MarkerSize',6)

```

```

if labda==1
h=legend('F_P(j)', 'F_N(j)', 'F_A(j)', -1);
else
h=legend('F_P(j)', 'F_N(j)', -1);
end
axis([0 nC+1 0 1.1*max(max(FPC),max(FNC))])
w=mod(nC,5);
if w==0
w=5;
end
tickvec=[1, 5:5:nC-w ,nC];
set(gca, 'XTick', tickvec)
grid on
title('tussenlichaam')
xlabel('schakel j')
ylabel('[N]')

% Contactspanningen in de 4 contacten
figure(2);clf
bar(sHZ,0.5)
colormap([0.75 0.75 0.75])
title('Contactspanningen in contact 1-4')
ylabel(' \sigma_H_Z [N/mm^2]')
xlabel('contact')
grid on

% (procentuele) slipsnelheid
figure(3)
subplot(1,2,1)
plot(vslip, 'k--s', 'Markersize',6, 'LineWidth',1)
title('Slipsnelheid v_S_L_I_P(j)')
xlabel('schakel j')
ylabel('[m/s]')
grid on
w=mod(nD,5);
if w==0
w=5;
end
tickvec=[1, 5:5:nD-w ,nD];
set(gca, 'XTick', tickvec)

subplot(1,2,2)
plot(100*vslip/vPB, 'k--s', 'MarkerSize',6, 'LineWidth',1)
title('Procentuele slipsnelheid v_S_L_I_P(j)/v_P_B')
xlabel('schakel j')
ylabel('[%]')
grid on
w=mod(nD,5);
if w==0
w=5;
end
tickvec=[1, 5:5:nD-w ,nD];
set(gca, 'XTick', tickvec)

case 2,
save simdata
end

```

3.3 Kinematica

```
function tau=FK_tau(rdl, rho, tdl)
```

```
tau=2*acos( (2*(rho*(-1+2*rho)*tdl^2+sqrt( rdl^2*(4*rdl^2+(1-4*rho)*tdl^2) ) ) ) /...
(4*rdl^2+(1-2*rho)^2*tdl^2) );
```

```
function rdl=FK_r(rho, tau, tdl)
```

```
rdl=0.5*((1-2*rho)*cot(tau/2)+2*rho*csc(tau/2))*tdl;
```

```
function [gamD, gamC, gamF]=FK_gamma(sdl, zdl, rfdl)
```

```
G1=( 2*(-1+rfdl)*(-1+rfdl-sdl+zdl) )/...
( 2*(-1+rfdl)*(-1+rfdl-sdl)+2*(-1+rfdl-sdl)*zdl+zdl^2 );
```



```

G2=( 2*sdl*(1-rfdl+sdl-zdl) )/...
  ( 2*sdl^2-2*sdl*(-1+rfdl+zdl)+zdl*(-2+2*rfdl+zdl) );

gamD=2*asec(G2);
gamC=2*(acsc(G1)+acsc(G2));
gamF=asec(G1);

```

```

function bv=FK_bv(sdl,zdl,rfdl,tdl,rho)

```

```

[gamD,gamC,gamF]=FK_gamma(sdl,zdl,rfdl);
tauC=FK_tau(1,rho,tdl);
tauD=FK_tau((1+sdl-zdl),rho,tdl);
tauF=FK_tau(rfdl,rho,tdl);
N100=2*pi/tauC;
N=(gamC/tauC)+(gamD/tauD)+(2*gamF/tauF);
bv=N/N100;

```

```

function [rsudl,vctan,vcrad,vdtan,vdrad,vslip]=FK_slip(xsi,sdl,zdl,vPB)

```

```

rsu=sqrt( s^2+(1+s-z)^2-2*s*(1+s-z)*cos(xsi) );
zeta=asec( (2*rsu*(1+s-z)) / (rsu^2+(-1+z)*(-1-2*s+z)) );

if abs(xsi)<=1E-10
    zeta=0;
end

vctan=vPB*(cos(zeta)-rsu);
vcrad=vPB*sin(zeta);
vdtan=vPB*(1-rsu*cos(zeta));
vdrad=vPB*rsu*sin(zeta);
vslip=sqrt(vctan^2+vcrad^2);

```

```

function [zdl,rfdl]=FK_zrf(sdl,tdl,rho,bv,acc)

```

```

switch acc
case 1, rfstep=25;zstep=1e-3;
case 2, rfstep=50;zstep=5e-4;
case 3, rfstep=100;zstep=1e-4;
end

telrf=1;
rfdlvec=linspace(0.001,0.999,rfstep);
for rfdl=rfdlvec
    zdl=0;
    bvcalc=1;
    telz=1;
    while (bvcalc>(bv-0.001))
        zdl=zdl+zstep;
        bvcalc=FK_bv(sdl,zdl,rfdl,tdl,rho);
        if isreal(bvcalc)==1
            zdata(telrf,telz)=zdl;
            bvdata(telrf,telz)=bvcalc;
            telz=telz+1;
        end
    end
    telrf=telrf+1;
end

telok=1;
for i=1:size(bvdata,1)
    if isempty(nonzeros(bvdata(i,:)))==0
        bvvec=nonzeros(bvdata(i,:));
        zvec=nonzeros(zdata(i,:));
        if (bv>=min(bvvec)) & (bv<=max(bvvec)) & (isempty(bvvec)==0)
            rfbv(telok)=rfdlvec(i);
            zbv(telok)=interp(bvvec,zvec,bv);
            telok=telok+1;
        end
    end
end

rfdl=linspace(min(rfbv),max(rfbv),100);
zdl=interp(rfbv,zbv,rfdl,'linear');

```

```

function [zbv,rfbv,gamD,gamC,gamF]=FK_bandvorm(sdl,tdl,rho,bv,acc,tauS)

```

```

[zdl, rfdl]=FK_zrf(sdl, tdl, rho, bv, acc);
[zdlmax, i]=max(zdl);
rfdlmax=rfdl(i);
rftauS=FK_r(rho, tauS, tdl);

if rftauS>=rfdlmax
    rfbv=rftauS;
    zbv=interp1(rfdl, zdl, rfbv);
else
    rfbv=rfdlmax;
    zbv=zdlmax;
end

[gamD, gamC, gamF]=FK_gamma(sdl, zbv, rfbv);

```

```
function [nD, nC, gamDd, gamCd, gamFd, thD, thC]=FK_discreet(sdl, zdl, rfdl, rho, tdl)
```

```

[gamD, gamC, gamF]=FK_gamma(sdl, zdl, rfdl);
tauD=FK_tau((1+sdl-zdl), rho, tdl);
tauC=FK_tau(1, rho, tdl);
tauF=FK_tau(rfdl, rho, tdl);

nD=floor(gamD/tauD);
nC=floor(gamC/tauC);
gamDd=(nD-1)*tauD;
gamCd=(nC-1)*tauC;
gamFd=0.5*(2*pi-gamDd-gamCd);
thD=0.5*(tauF+tauD);
thC=0.5*(tauF+tauC);

```

Discrete benadering. Hoofdstuk 4.

3.4 Krachten

```
function [qD, qC, VP]=FF_krovgeb(CPD, tdl, rho, tau, rfdl, alfa)
```

```

tauC=tau(2);
tauD=tau(1);
tauF=FK_tau(rfdl, rho, tdl);

thDvec=linspace(tauD, tauF, 5);
thCvec=linspace(tauC, tauF, 5);

telthD=1;
for thD=thDvec
    xil=0.5*(alfa+thD);
    telthC=1;
    for thC=thCvec
        xi2=0.5*(alfa+thC);
        rthDdl=FK_r(rho, thD, tdl);
        rthCdl=FK_r(rho, thC, tdl);
        lPD=cos(thD/2)*rfdl+0.5*(1-2*rho)*tdl*sin(thD/2);
        lPC=cos(thC/2)*rfdl+0.5*(1-2*rho)*tdl*sin(thC/2);
        lWD=(-rfdl+rthDdl)*sin(thD/2);
        lWC=(-rfdl+rthCdl)*sin(thC/2);
        VP(telthD, telthC)=CPD* ( (lWC*sin(xil)-
lWD*sin(xil))/(lWD+lWC*cos(xil+xi2)+lPC*sin(xil+xi2)) )+...
        ( (lWC+lWD*cos(xil+xi2)+lPD*sin(xil+xi2))/(lWD+lWC*cos(xil+xi2)+lPC*sin(xil+xi2)) );
        qD(telthD, telthC)=CPD* ( (lWC*cos(xi2)+lPC*sin(xi2)) / (lWD + lWC*cos(xil+xi2) +
lPC*sin(xil+xi2)) )+...
        ( (lPD-lPC*cos(xil+xi2)+lWC*sin(xil+xi2))/(lWD+lWC*cos(xil+xi2)+lPC*sin(xil+xi2)) );
        qC(telthD, telthC)=( (lPC+CPD*lWD*cos(xi2)-
lPD*cos(xil+xi2)+CPD*lPC*sin(xil)+lWD*sin(xil+xi2)) /...
        (lWC+lWD*cos(xil+xi2)+CPD*lWC*sin(xil)-
CPD*lWD*sin(xi2)+lPD*sin(xil+xi2)) );
        telthC=telthC+1;
    end
    telthD=telthD+1;
end

```

```
function FPmin=FF_FPmin(C, t, rho, tau, rf, alfa, FPstep)
```

```

VPmax=1;
FPmin=0;

while VPmax>0.025
    FPmin=FPmin+FPstep;
    [qD,qC,VP]=FF_krovgeb(C/FPmin,t,rho,tau,rf,alfa);
    VPmax=max(max(abs(1-VP)));
end

```

```

function [muSTD,muSRD,muSTC,muSRC]=FF_muSU(muSU,vtc,vrc,vtd,vrd)

```

```

epsilonc=atan(vrc/vtc);

muSTC=cos(epsilonc)*muSU;
muSRC=sin(epsilonc)*muSU;

epsilond=atan(vrd/vtd);

muSTD=cos(epsilond)*muSU;
muSRD=sin(epsilond)*muSU;

```

```

function FPnext=FF_FPnext(FP,x1,x2,mu1,mu2,mu,FC,b,muST,muSR,lab)

```

```

FPnext=- (cos(b)*(FC*muST-FP*(muSR-mu1*muST)*cos(x1)+FP*(mu1*muSR+muST)*sin(x1))+...
    lab*(FC*mu+FP*cos(x1)*(mu*mu1+sin(b))+FP*(mu-mu1*sin(b))*sin(x1)))/...
    (cos(x2)*((muSR+mu2*muST)*cos(b)+lab*(mu*mu2-sin(b)))+((-
mu2*muSR+muST)*cos(b)+lab*(mu+mu2*sin(b)))*sin(x2));

```

```

function FN=FF_FN(FP,x1,x2,mu1,mu2,mu,FC,b,muST,muSR,lab)

```

```

FN=(-FC*cos(x2)-FP*(mu1+mu2)*cos(x1+x2)+FC*mu2*sin(x2)+FP*(-1+mu1*mu2)*sin(x1+x2))/...
    (cos(x2)*((muSR+mu2*muST)*cos(b)+lab*(mu*mu2-sin(b)))+((-
mu2*muSR+muST)*cos(b)+lab*(mu+mu2*sin(b)))*sin(x2));

```

```

function mu0=FF_mu0(FP,x1,x2,mu1,mu2,muDC,FC,b,muST,muSR,lab)

```

```

mu0=(FP*lab*sin(b)*(-cos(x1)+cos(x2)+mu1*sin(x1)-mu2*sin(x2))-cos(b)*...
    (FC*muST+FP*((-muSR+mu1*muST)*cos(x1)+(muSR+mu2*muST)*cos(x2)+(mu1*muSR+muST)*sin(x1)+
    (-mu2*muSR+muST)*sin(x2)))/(lab*(FC+FP*(mu1*cos(x1)+mu2*cos(x2)+sin(x1)+sin(x2))));

```

```

function
[mu,mu1,mu2,xi1,xi2,muST,muSR]=FF_tabel(j,ntot,nalfa,tau,th,q,muDC,muSUC,
muSUTan,muSURad,driv,body)

```

```

switch body
case 1,
    if driv==0
        geval=2;
    else
        geval=1;
    end
case 2,
    if driv==1
        geval=3;
    else
        geval=4;
    end
end

switch geval
case 1,
    if (j==1)&(nalfa==0)
        VAR=[muDC,q,0,th,tau,-muSUTan,muSURad];
    elseif (j==1)&(nalfa>0)
        VAR=[0,q,0,th,tau,-muSUTan,muSURad];
    elseif (j>1)&(j<=0.5*ntot)&(j>nalfa)
        VAR=[muDC,0,0,tau,tau,-muSUTan,muSURad];
    elseif (j>1)&(j<=0.5*ntot)&(j<=nalfa)
        VAR=[0,0,0,tau,tau,-muSUTan,muSURad];
    elseif (j<ntot)&(j>0.5*ntot)&(j>nalfa)
        VAR=[muDC,0,0,tau,tau,-muSUTan,-muSURad];
    elseif (j<ntot)&(j>0.5*ntot)&(j<=nalfa)
        VAR=[0,0,0,tau,tau,-muSUTan,-muSURad];
    elseif (j==ntot)&(nalfa<ntot)

```

```

    VAR=[muDC,0,q,tau,th,-muSUTan,-muSURad];
elseif (j==ntot)&(nalfa==ntot)
    VAR=[0,0,q,tau,th,-muSUTan,-muSURad];
end

case 2,
if (j==1)&(nalfa==ntot)
    VAR=[0,q,0,th,tau,muSUTan,-muSURad];
elseif (j==1)&(nalfa<ntot)
    VAR=[muDC,q,0,th,tau,muSUTan,-muSURad];
elseif (j>1)&(j<=0.5*ntot)&(j>(ntot-nalfa))
    VAR=[0,0,0,tau,tau,muSUTan,-muSURad];
elseif (j>1)&(j<=0.5*ntot)&(j<=(ntot-nalfa))
    VAR=[muDC,0,0,tau,tau,muSUTan,-muSURad];
elseif (j<ntot)&(j>0.5*ntot)&(j>(ntot-nalfa))
    VAR=[0,0,0,tau,tau,muSUTan,muSURad];
elseif (j<ntot)&(j>0.5*ntot)&(j<=(ntot-nalfa))
    VAR=[muDC,0,0,tau,tau,muSUTan,muSURad];
elseif (j==ntot)&(nalfa==0)
    VAR=[muDC,0,q,tau,th,muSUTan,muSURad];
elseif (j==ntot)&(nalfa>0)
    VAR=[0,0,q,tau,th,muSUTan,muSURad];
end

case 3,
if (j==1)&(nalfa==0)
    VAR=[muDC,q,0,th,tau,muSUC,0];
elseif (j==1)&(nalfa>0)
    VAR=[0,q,0,th,tau,0,0];
elseif (j<ntot)&(j>1)&(j>nalfa)
    VAR=[muDC,0,0,tau,tau,muSUC,0];
elseif (j<ntot)&(j>1)&(j<=nalfa)
    VAR=[0,0,0,tau,tau,0,0];
elseif (j==ntot)&(nalfa<ntot)
    VAR=[muDC,0,q,tau,th,muSUC,0];
elseif (j==ntot)&(nalfa==ntot)
    VAR=[0,0,q,tau,th,0,0];
end

case 4,
if (j==1)&(nalfa<ntot)
    VAR=[muDC,q,0,th,tau,muSUC,0];
elseif (j==1)&(nalfa==ntot)
    VAR=[0,q,0,th,tau,0,0];
elseif (j<ntot)&(j>1)&(j<=(ntot-nalfa))
    VAR=[muDC,0,0,tau,tau,muSUC,0];
elseif (j<ntot)&(j>1)&(j>(ntot-nalfa))
    VAR=[0,0,0,tau,tau,0,0];
elseif (j==ntot)&(nalfa==0)
    VAR=[muDC,0,q,tau,th,muSUC,0];
elseif (j==ntot)&(nalfa>0)
    VAR=[0,0,q,tau,th,0,0];
end

end

mu=VAR(1);
mu1=VAR(2);
mu2=VAR(3);
xi1=VAR(4);
xi2=VAR(5);
muST=VAR(6);
muSR=VAR(7);

```

```

function
[FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forces(body, FP0, FC, n, nalfa, tau, th, q, muvec, muSUD,
driv, b, labda)

```

```
FP(1)=FP0;
```

```
for j=1:n(body)
```

```

if body==1
    muSUDT=muSUD(1,j);muSUDR=muSUD(2,j);
else
    muSUDT=0;muSUDR=0;
end
end

```

```

[mu,mu1,mu2,xi1,xi2,muT,muR]=...
FF_tabel(j,n(body),nalfa(body),tau(body),th(body),q(body),muvec(body),muvec(3),muSUDT,muSUDR,driv
(body),body);

if mu==0
    mu=FF_mu0(FP(j),xi1,xi2,mu1,mu2,muvec(body),FC(body),b(body),muT,muR,labda);
end

FP(j+1)=FF_FPnext(FP(j),xi1,xi2,mu1,mu2,mu,FC(body),b(body),muT,muR,labda);
FN(j)=FF_FN(FP(j),xi1,xi2,mu1,mu2,mu,FC(body),b(body),muT,muR,labda);
FW(j)=mu*FN(j);
FWST(j)=muT*cos(b(body))*FN(j);
FWSR(j)=muR*cos(b(body))*FN(j);
FA(j)=cos(b(body)).*FN(j);

```

```

function
[FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forcesinterp(body, FP0, FC, n, nalfa, tau, th, q, muvec,
muSUD, driv, b, labda)

```

```

n1=floor(nalfa(body));

if n1==n(body)
    n1=n1-1;
end

n2=n1+1;

if body==1
    na1=[n1 0];
    na2=[n2 0];
else
    na1=[0 n1];
    na2=[0 n2];
end

[FP1, FN1, FA1, FW1, FWST1, FWSR1]=FF_forces(body, FP0, FC, n, na1, tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
[FP2, FN2, FA2, FW2, FWST2, FWSR2]=FF_forces(body, FP0, FC, n, na2, tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);

FP(1)=FP0;

for j=1:n(body)

    FP(j+1)=interp1([n1 n2],[FP1(j+1) FP2(j+1)],nalfa(body));
    FN(j)=interp1([n1 n2],[FN1(j) FN2(j)],nalfa(body));
    FW(j)=interp1([n1 n2],[FW1(j) FW2(j)],nalfa(body));
    FWST(j)=interp1([n1 n2],[FWST1(j) FWST2(j)],nalfa(body));
    FWSR(j)=interp1([n1 n2],[FWSR1(j) FWSR2(j)],nalfa(body));
    FA(j)=interp1([n1 n2],[FA1(j) FA2(j)],nalfa(body));

end

```

```

function [FPD, FND, FAD, FWD, FWDST, FWDSR, FPC, FNC, FAC, FWC, FWCST, FWCSR]=...
FF_kps(Tr, labda, vK, FPmin, FPstep, FC, n, tau, krov, th, muvec, muSUD, muSUC, rsu,
driv, b)

```

```

if driv(1)==1
    si=1;
else
    si=-1;
end

vKdcheck=0;
vKccheck=0;
FP0=FPmin-FPstep;
ok=0;

while ok==0
    FP0=FP0+FPstep;
    C=krov(1);t=krov(2);rho=krov(3);rf=krov(4);alfa=krov(5);
    [qDc, qCc, VP]=FF_krovgeb(C/FP0,t,rho,tau,rf,alfa);
    qDm=mean(mean(qDc));
    qCm=mean(mean(qCc));
    if abs(qDm)>muvec(5)
        qDm=sign(qDm)*muvec(5);
    end
end

```

```

end
if abs(qCm)>muvec(5)
    qCm=sign(qCm)*muvec(5);
end
q=[qDm qCm];
[FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forces(1, FP0, FC, n, [0 0], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
FWDKOPPEL0=labda*sum(FW);
[FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forces(1, FP0, FC, n, [n(1) 0], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
FWDKOPPELn=labda*sum(FW);
if FWDKOPPEL0>Tr & FWDKOPPELn<=Tr
    for i=0:n(1);
        [FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forces(1, FP0, FC, n, [i 0], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
        FWDKOPPEL(i+1)=labda*sum(FW);
    end
    naD=interp1(FWDKOPPEL, [0:n(1)], Tr);
    [FPD, FND, FAD, FWD, FWDST, FWDNR]=FF_forcesinterp(1, FP0, FC, n, [naD
0], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
    vKDcheck=(sum(FND)*muvec(1)*labda)/(Tr);
    if vKDcheck>=vK
        somFWSU_C=si*sum(rsu.*(FA.*muSUC(1,:)));
        [FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forces(2, FP0, FC, n, [0 0], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
        FWCKOPPEL0=labda*sum(FW)+sum(FWST)+somFWSU_C;
        [FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forces(2, FP0, FC, n, [0 n(2)], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
        FWCKOPPELn=labda*sum(FW)+sum(FWST)+somFWSU_C;
        if FWCKOPPEL0>Tr & FWCKOPPELn<=Tr
            for i=0:n(2);
                [FP, FN, FA, FW, FWST, FWSR]=FF_forces(2, FP0, FC, n, [0
i], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
                FWCKOPPEL(i+1)=labda*sum(FW)+sum(FWST)+somFWSU_C;
            end
            naC=interp1(FWCKOPPEL, [0:n(2)], Tr);
            FP0def=FP0;
            [FPC, FNC, FAC, FWC, FWCST, FWCSR]=FF_forcesinterp(2, FP0def, FC, n, [0
naC], tau, th, q, muvec, muSUD, driv, b, labda);
            vKCcheck=(sum(FNC)*muvec(2)*labda+sum(FAC)*muvec(3))/Tr;
        end
    end
end
if vKCcheck>=vK
    ok=1;
end
end
end

```

3.5 Contactspanningen

```
function sHZ=FS_puntsHZ(FN, a, b)
```

```
sHZ=3*FN/(2*pi*a*b);
```

```
function om=FS_om(e);
```

```
if (e>=1)&(e<8.86)
    om=e^(17/11);
elseif (e>6.9)&(e<842)
    om=(e/1.28)^(7/4);
end
```

```
function [mu, nu]=FS_puntmunu(om);
```

```
if (om>=1)&(om<30)
    mu=0.7937*om^(11/24);
    nu=0.7937*om^(-4/21);
elseif (om>20)&(om<1E5)
    mu=1.015*om^(8/21);
    nu=0.7937*om^(-4/21);
end
```

```
function [a, b]=FS_puntab(FN, r, ER, mu, nu)
```

```
a=mu*((3*FN*r)/(ER))^(1/3);
b=nu*((3*FN*r)/(ER))^(1/3);
```

```
function sHZ=FS_ljnsHZ(FN,ER,r,l)
```

```
sHZ=sqrt( (FN*ER)/(2*pi*r*1) );
```

```
function b=FS_ljnb(sHZ,r,ER)
```

```
b=4*sHZ*r/ER;
```

```
function [r11,r12]=FS_r11r12(rDvec,bD,sHZ_,ER,tD,lD)
```

```
e=max(lD/tD,tD/lD);
```

```
[om]=FS_puntom(e);
```

```
[mu,nu]=FS_puntmunu(om);
```

```
tel=1;
```

```
for rD=rDvec
```

```
if (lD/tD)>=1
```

```
    r12c(tel)=(ER*rD*tD^2)/(4*lD*nu^3*pi*rD*sHZ_+ER*tD^2*sin(bD));
```

```
    r11c(tel)=(ER*om*tD^2)/(4*lD*nu^3*pi*sHZ_);
```

```
else
```

```
    r11c(tel)=(ER*lD^2)/(4*nu^3*pi*tD*sHZ_);
```

```
    r12c(tel)=(ER*lD^2*om*rD)/(4*nu^3*pi*rD*tD*sHZ_+ER*lD^2*om*sin(bD));
```

```
end
```

```
tel=tel+1;
```

```
end
```

```
r11=mean(r11c);
```

```
r12=mean(r12c);
```

```
function [om,r]=FS_1omr(r11,r12,rD,bD)
```

```
RR1=r11;
```

```
rD2=-rD/sin(bD);
```

```
RR2=(r12*rD2)/(r12+rD2);
```

```
r=min(RR1,RR2);
```

```
R=max(RR1,RR2);
```

```
om=R/r;
```

```
function sHZ=FS_sHZ1(rD,bD,r11,r12,FN,ER)
```

```
[om,r]=FS_1omr(r11,r12,rD,bD);
```

```
[mu,nu]=FS_puntmunu(om);
```

```
[a,b]=FS_puntab(FN,r,ER,mu,nu);
```

```
sHZ=FS_puntsHZ(FN,a,b);
```

```
function r22=FS_r22(ER,rC,tC,lC,bC,sHZ_)
```

```
r22=(ER*rC*tC)/(8*rC*sHZ_+ER*tC*sin(bC));
```

```
function [r]=FS_2r(rC,bC,r22)
```

```
rC2=-rC/sin(bC);
```

```
r=(r22*rC2)/(r22+rC2);
```

```
function sHZ=FS_sHZ2(FN,ER,rC,r22,lC,bC)
```

```
r=FS_2r(rC,bC,r22);
```

```
sHZ=FS_ljnsHZ(FN,ER,r,lC);
```

```
function [cHZ]=FS_chZ(zeta,bdl)
```

```
cHZ=(1/bdl^2)*(bdl-(((1-zeta)^2)/(sqrt(1+(((1-zeta)^2)/(bdl^2)))))-  
((zeta^2)/(sqrt(1+(zeta/bdl)^2))));
```

```
function y=FS_dchZ(x,bdl)
```

```
y=-((-1+x)*((-1+x)^2+2*bd1^2)*sqrt(1+(-1+x)^2/bd1^2))/(((-1+x)^2+bd1^2)^2)...
-(x*(x^2+2*bd1^2)*sqrt(1+(x^2/bd1^2)))/(x^2+bd1^2)^2);
```

```
function sHZeq=FS_sHZ3(FN,ER,t,rE,lE)
```

```
r=rE/2;
rho=rE/t;
sHZ=FS_ljnsHZ(FN,ER,r,lE);
bd1=(2*sHZ*rho)/ER;
zetacHZmax=fzero('FS_dcHZ',[0 0.49],[[]],[],bd1);
cHZmax=FS_cHZ(zetacHZmax,bd1);
sHZeq=cHZmax*sHZ/0.3;
```

```
function sHZ=FS_sHZ4(FN,ASU)
```

```
sHZ=FN/ASU;
```

3.6 Testconstructie: lagerverlies

```
function [TLprim]=FC_TLprim(rC,bD,omC,kinvisc,FK,Tr)
```

```
d1i=35;
d1u=62;
a1=15;
YA=1.3;
d2i=40;
d2u=75;
a2=18;
YB=1.7;
l1=53;
l2=67;

m1=l1+a1+a2;
m2=l2-a2;
n=60*omC/(2*pi);
dm1=(d1i+d1u)/2;
dm2=(d2i+d2u)/2;

FrA1=(FK*(rC-m2*tan(bD)))/m1;
FrA2=m2*Tr/m1;
FrB1=(FK*(-rC+(m1+m2)*tan(bD)))/m1;
FrB2=-((m1+m2)*Tr)/m1;

FrA=sqrt(FrA1^2+FrA2^2);
FrB=sqrt(FrB1^2+FrB2^2);

Ka=FK;
if Ka>=0 | Ka>=0.5*(FrB/YB-FrA/YA)
    FaA=(0.5*FrA)/YA;
    FaB=FaA+Ka;
else
    FaB=(0.5*FrB)/YB;
    FaA=FaB-Ka;
end

P1A=max(2*YA*FaA,FrA);
P1B=max(2*YB*FaB,FrB);

if kinvisc*n>=2000
    TL0A=10^-10*6*(kinvisc*n)^(2/3)*dm1^3;
    TL0B=10^-10*6*(kinvisc*n)^(2/3)*dm2^3;
else
    TL0A=10^-10*160*6*dm1^3;
    TL0B=10^-10*160*6*dm2^3;
end

TL1A=10^-3*0.0004*P1A*dm1;
TL1B=10^-3*0.0004*P1B*dm2;

TLprim=TL0A+TL0B+TL1A+TL1B;
```

```
function [TLsec,M0_1,M0_2,M1_1,M1_2]=FC_TLsec(rD,bD,omD,kinvisc,FK,Tr)
```



```

dli=35;
d1u=72;
a1=15;
YA=1.6;
d2i=40;
d2u=75;
a2=18;
YB=1.7;

l1=53;
l2=70;

m1=l1+a1+a2;
m2=l2-a2+rD*tan(bD);
n=60*omD/(2*pi);
dm1=(d1i+d1u)/2;
dm2=(d2i+d2u)/2;

FrA1=(FK*(rD+m2*tan(bD)))/m1;
FrA2=m2*Tr/m1;
FrB1=-(FK*(rD+(m1+m2)*tan(bD)))/(m1);
FrB2=-((m1+m2)*Tr)/m1;

FrA=sqrt(FrA1^2+FrA2^2);
FrB=sqrt(FrB1^2+FrB2^2);

Ka=FK;
if Ka>=0 | Ka>=0.5*(FrB/YB-FrA/YA)
    FaA=(0.5*FrA)/YA;
    FaB=FaA+Ka;
else
    FaB=(0.5*FrB)/YB;
    FaA=FaB-Ka;
end

P1A=max(2*YA*FaA, FrA);
P1B=max(2*YB*FaB, FrB);

if kinvisc*n>=2000
    TLOA=10^-10*6*(kinvisc*n)^(2/3)*dm1^3;
    TLOB=10^-10*6*(kinvisc*n)^(2/3)*dm2^3;
else
    TLOA=10^-10*160*6*dm1^3;
    TLOB=10^-10*160*6*dm2^3;
end

TL1A=10^-3*0.0004*P1A*dm1;
TL1B=10^-3*0.0004*P1B*dm2;

TLsec=TLOA+TLOB+TL1A+TL1B;

```