

Afstudeerscriptie

Ontwerp van een truck- en treinlaadarmenlijn, waarbij
standaardisatie en flexibiliteit in het ontwerp gepaard gaan.

30-5-2012

Bastiaan Nieuwkerk



Afstudeerscriptie

Afstudeeropdracht J de Jonge: Ontwerp van een truck- en treinlaadarmenlijn, waarbij standaardisatie en flexibiliteit in het ontwerp gepaard gaan.

Delft, Mei 2012

Afstudeerder

Bastiaan Nieuwkerk
Studentnummer: 09080554
Bastiaan.nieuwkerk@gmail.com

Opdrachtgever

Peter Rodenburg
p.rodenburg@jdejonge.nl

Afstudeerbegeleider

Anita le Mair
A.leMair@hhs.nl

Assessor

Andries Boogert
A.J.Boogert@hhs.nl

Gecommitteerde

dhr. J.J. Fontijne

Afstudeercoördinator

Coen van Hulst
C.vanhulst@hhs.nl

Afstudeerperiode

06-02-2012 tot 01-06-2012

VOORWOORD

De voor u liggende scriptie vormt het resultaat van mijn afstudeerproject en is uitgevoerd ter afsluiting van de studie werktuigbouwkunde aan de Haagse Hogeschool. Deze scriptie is geschreven in opdracht van J. De Jonge Flowsystems.

De afstudeeropdracht betreft het ontwerp van een laadarmenlijn ten behoeve van de verlading van een tanktrailer of een spoorketelwagon, waarbij standaardisatie en flexibiliteit in het ontwerp gepaard gaan. Het verslag dient ter ondersteuning voor het constructieproces van een truck- of treinlaadarm.

Hierbij wil ik mijn dank uiten naar alle betrokken docenten van de Haagse Hogeschool voor hun hulp en advies. Daarnaast wil ik mijn dank betuigen aan alle medewerkers van J. De Jonge Flowsystems, in het bijzonder aan Peter Rodenburg voor zijn hulp en advies tijdens mijn afstudeerperiode.

Bastiaan Nieuwkerk
Delft, 30-Mei-2012

INHOUDSOPGAVE

Samenvatting	IV
Verklarende woordenlijst.....	V
Symbolenlijst.....	VI
Figurenlijst.....	VIII
Tabellenlijst.....	IX
1 Inleiding	1
2 Achtergrond informatie	2
2.1 Introductie J. de Jonge Flowsystems.....	2
2.2 Opdrachtoomschrijving	3
3 Voorverkenning	4
3.1 Situatie	4
3.1.1 Tankauto.....	4
3.1.2 Tankwagon / Spoorketelwagon:.....	4
3.2 Marktonderzoek	5
3.2.1 Verladings techniek	5
3.2.2 Industrieën waarin gebruik wordt gemaakt van Laadarmen.....	6
3.2.3 Type systemen.....	6
4 Laadarmen voor tanktrailers en spoorketelwagens.....	7
4.1 Laadarmen voor de bovenverlading	7
4.2 Laadarmen voor de onderverlading	8
4.3 Mogelijke overwegingen die het ontwerp van een laadarm legt.....	8
4.4 Werkenveloppen van een tanktrailer en een spoorketelwagon	9
4.4.1 Werkenvelop van tanktrailers	9
4.4.2 Werkenvelop van spoorketelwagon	9
4.4.3 Dimensioneren van de werkenveloppen	10
5 Programma van eisen en wensen	11
5.1 Mogelijke componenten van een laadarm.....	11
5.2 Werkbereik en afmetingen	12
5.3 Bedieningsgemak en comfort	12
5.4 Kosten levensduur, betrouwbaarheid en onderhoud.....	13
5.5 Veiligheid en Normeringen	13
5.5.1 Veiligheid	13
5.5.2 Normeringen	14
6 Functionele analyse	15
6.1 Functie analyse en standaardisatie van de verschillende laadarmen.....	15
6.2 Bochten & Flow Joint combinaties.....	17
6.3 De opbouw van de verschillende configuraties van de TLA's.....	18
6.4 Algemene werkenvelopbepaling van TLA's	19
6.5 Het balanssysteem	21
6.5.1 Schotelveer	21
6.5.2 Het veersysteem nader bekeken.....	22
6.6 Materiaalgebruik en lasverbindingen	25

7	Sterkteberekening	27
7.1	Beoordelen van een configuratie van de laadarm	27
7.1.1	Vereenvoudigde tekeningen toegepast op de configuraties	28
7.2	Belastingen	29
7.2.1	Overzicht van de belastingen	29
7.2.2	Belastingsstanden	30
7.3	Ontwerpspanningen	31
7.3.1	Algemeen	31
7.3.2	OCIMF	31
7.3.3	NEN 2018 / NEN 2019	32
7.3.4	Regels voor toestellen onder druk	32
7.3.5	Vergelijkspanning	32
7.3.6	Conclusie van de ontwerpspanning	33
7.3.7	Sterkte- en stijfheidberekeningen	33
7.4	Sterkteberekeningen van de hoofdonderdelen	34
7.4.1	Recht leidingstukken	35
7.4.2	Bochten	36
7.4.3	Flow joints	40
7.4.4	Flenzen	41
7.4.5	Sterkte van de hoofdonderdelen vergeleken	41
7.5	Massa's van de hoofdonderdelen	42
7.6	Momentberekening	43
8	Stroming en drukval	44
9	Standaardisatie van de boven- en onderlaadarmen	45
9.1	Standaardisatie: voordeel voor alle betrokken partijen	46
10	Conclusie en aanbevelingen	47
10.1	Conclusie	47
10.2	Aanbevelingen	48
11	Bronnen	49
11.1	Literatuur	49
11.2	Internetpagina's	50
	Bijlagen	51

SAMENVATTING

Dit verslag beschrijft de standaardisatie en het ontwerpproces van een truck- of treinlaadarm ten behoeve van de verlading van een tanktrailer en spoorketelwagon. De laadarmen voor de verlading bestaan er in verschillende configuraties. Het standaardisatieproces eist dat de componenten gemakkelijk te hergebruiken zijn voor de verschillende configuraties.

Door voorverkenning zijn verschillende opbouw mogelijkheden voor een laadarm naar voren gekomen. Vele laadarmen zijn terug gedrongen naar 4 verschillende hoofdtypen, de 4 configuraties. Bij deze 4 typen is gekeken welke overeenkomsten er zijn en naar de mogelijkheden voor standaardisatie. De laadarmen kunnen uitgevoerd worden met verschillende opties die bepaald worden door verschillende overwegingen.

Het fluïdum wat door de laadarm geleid wordt kan uit vele chemische samenstellingen bestaan. De stoffen kunnen erg toxisch en agressief zijn. Aan laadarmen worden hierdoor vele veiligheidseisen gesteld. Verschillende normen en richtlijn zijn geldend.

De laadarmen worden opgedeeld in modules, van deze modules zullen de verschillende configuraties opgebouwd worden. De opbouw van de arm bestaat uit 3 verschillende armen, bochten & Flow Joint combinaties en een balanceersysteem. De verschillende configuraties zijn in vereenvoudigde tekeningen weergegeven, hierdoor ontstaat een grafisch beeld van de opbouw van de armen. Het fluïdum schrijft het materiaalgebruik voor het leidingwerk voor. Het gebruik van standaardmaterialen komt in dit verslag naar voren. De samenstelling en de mechanische eigenschappen van de materialen wordt vergeleken voor verschillende normeringen. Naast de materiaalnormeringen bestaan er ook constructienormeringen. De constructienormen onderscheiden zich van elkaar door geometrische verschillen. Het gebruik van de verschillende normeringen wordt besproken.

In hoofdstuk 7 wordt ingegaan op de sterkteberekeningen, in dit hoofdstuk komt de beoordeling van de verschillende laadarmen aanbod. De mogelijk optredende belastingen en de verschillende belastingstanden worden onder andere besproken. De keuze voor de ontwerpspanning hangt af van de belastingcombinatie. De hoofdonderdelen, de onderdelen die in de opbouw van alle laadarmen gebruikt worden, zijn berekend op de maximale belasting door een moment. De uitkomsten van de hoofdonderdelen worden met elkaar vergeleken. De bochten in het leidingwerk kunnen het slechtst tegen een belasting door een moment.

De mogelijke gewichten van de hoofdonderdelen zijn bepaald, grote verschillen in het gewicht zijn vooral te zien bij de koppelarm. Met behulp van de vereenvoudigde tekeningen en de gewichten kunnen momenten worden berekend. De resulterende momenten worden vergeleken met de maximale momenten waarop de bochten belast kunnen worden.

De diameter van het leidingwerk wordt bepaald door de benodigde massa- en volumestroom in combinatie met producteigenschappen als dichtheid en viscositeit. De drukval is een belangrijk economisch aspect voor de keuze van een buisdiameter.

De standaardisatie van de laadarmen worden in het voorlaatste hoofdstuk toegelicht. In het hoofdstuk worden de maximale en minimale afmetingen bepaald aan de hand van de maximale en minimale waarden van de werkenveloppen betreffende het transportmiddel.

In het laatste hoofdstuk wordt vanuit verschillende oogpunten naar de standaardisatie gekeken. Verschillende partijen komen aanbod. De belangen voor het standaardisatieproces lopen uiteen.

VERKLARENDE WOORDENLIJST

Woord	Verklaring
TLA	Truck/Train Loading Arm
TS	Toploader Small, laadarm voor bovenverlading met een gefixeerde werkgebied
TM	Toploader Medium, laadarm voor bovenverlading met een groter werkgebied
TL	Toploader Medium, laadarm voor bovenverlading met een groot werkgebied
BL	Bottomloader, laadarm voor onderverlading met een groot werkgebied
Flow Joint	Flexibele koppeling voor rotatie om 1 as.
BF Combinatie	Bocht & Flow Joint combinatie
Draining	Het kunnen legen van een laadarm.
Pigging	Het kunnen schoonmaken van een laadarm doormiddel een prop door het leidingwerk te "schieten".
Flow Balancer	Veerbalans met behulp van schotelveren
Schedule	Indeling die de wanddikte voor een leiding aangeeft

SYMBOLENLIJST

Omschrijving	Symbol	Eenheid
Wanddikte	d, d_1, t_w	mm
Uitwendige middellijn	D_e	mm
Binnendiameter	D_i	mm
Elasticiteitsmodulus bij 20 °C	E	$N \cdot mm^{-2}$
Rekgrens bij 20 °C	$R_e, R_{p0,2\%}$	$N \cdot mm^{-2}$
Treksterkte bij 20 °C	R_m	$N \cdot mm^{-2}$
Ontwerpspanning	f, σ_{sd}	$N \cdot mm^{-2}$
Ontwerpwaarde van het spanningstraject	f_e	$N \cdot mm^{-2}$
Veiligheidsfactor	S	-
Torsiespanning	τ_a	$N \cdot mm^{-2}$
Afschuifspanning	τ_t	$N \cdot mm^{-2}$
Afstand van neutrale as tot uiterst materiaal	e	mm
Vormfactoren	i, i_1	-
Oppervlakteruwheid	k	mm
Torsie	T	$N \cdot m$
Moment	M	$N \cdot m$
Aantal flenzen	m	-
Aantal wisseling	n	-
Berekeningsdruk	p_d	MPa
Soortelijke massa	ρ	$kg \cdot m^{-3}$
Bochtstraal	r	mm
Oppervlakte	A	m^2
Kracht	F	N
Gravitatieversnelling	a	m^2/s
Lengte	ℓ	mm
Weerstandsmoment	W_b	mm^3
Hoek	φ	$^\circ$
Evenwichtsspanningen	σ_1, σ_2	$N \cdot mm^{-2}$
Spanningstraject	σ_e	$N \cdot mm^{-2}$
Materiaaltemperatuur	ϑ_m	$^\circ C$
Temperatuurtraject	$\Delta \vartheta$	$^\circ C$
Hulpwaarde	a_h	
Thermische uitzettingscoëfficiënt	α	K^{-1}
Coëfficiënt van Poisson	η	-
Lineair traagheidsmoment	I	m^4
Polair traagheidsmoment	J	m^4
Kogelbaan diameter	d_r	mm
Veerconstante	c	$N \cdot m^{-1}$
Stromingssnelheid	v	$m \cdot s^{-1}$

Temperatuurverschil	ΔT	$^{\circ}\text{C}$
Wind druk	q_z	N/m^2
Dynamische viscositeit	η	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
Kinematisch viscositeit	ν	m^2/s
Weerstandsgetal	ζ	-
Buisweerstandsfactor	λ	-
Massastroom	$\dot{m}$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Volumestroom	$\dot{V}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

FIGURENLIJST

Figuur 2-1: J. de Jonge Bedrijfstructuur	2
Figuur 3-1: Tankauto	4
Figuur 3-2: Spoorketelwagon	4
Figuur 3-3: Tankverlading met slang	6
Figuur 3-4: Tankverlading slangarm	6
Figuur 3-5: Tankverlading met stijve leiding	6
Figuur 4-1: Laadarm voor gefixeerde werkgebieden (TS; Toploader Small)	7
Figuur 4-2: Laadarm voor groter wergebieden (TM; Toploader Medium)	7
Figuur 4-3: Laadarm voor grotere werkgebieden (TL; Toploader Long)	7
Figuur 4-4: Laadarm voor onderverlading (BL; Bottomloader)	8
Figuur 4-5: Werkenvelop van een tanktrailer achterzijde	9
Figuur 4-6: Werkenvelop van tanktrailer voorzijde	9
Figuur 4-7: Werkenvelop spoorketelwagon	9
Figuur 4-8: Werkenvelop spoorketelwagon zijkant	9
Figuur 4-9: Bemating van de werkenvelop, achterzijde	10
Figuur 4-10: Bemating van de werkenvelop, zijkant	10
Figuur 6-1: Een bovenlaadarm opgedeeld in categorieën	15
Figuur 6-2: Bovenlaadarm, TI 11-32-20	18
Figuur 6-3: Bemating van een Onderlaadarm (BL 11-21-21)	19
Figuur 6-4: Opbouw van de werkenvelop voor een onderlaadarm	20
Figuur 6-5: Bemating van een schotelveer	21
Figuur 6-6: Veerkracht uitgezet tegenover de veerweg van een schotelveer	21
Figuur 6-7: Huidige Flow balancer	22
Figuur 6-8: Schematische weergave van het veersysteem	22
Figuur 7-1: Overzichtstekening bovenlaadarm (TL opbouw; 11-32-20)	27
Figuur 7-2: Belastingstand A	30
Figuur 7-3: Belastingstand B	30
Figuur 7-4: Belastingstand C	30
Figuur 7-5: Veiligheidsfactor afhankelijk van taaiheid van staal ^[03]	31
Figuur 7-6: Mogelijke spanningsrichtingen in het materiaal	32
Figuur 7-7: Doorbuiging uitgezet tegenover het moment	35
Figuur 7-8: Weergaven van het spanningverloop bij een moment belasting van 5057Nm	37
Figuur 7-9: Weergaven van de spanningverloop bij een momentbelasting van 3020Nm	37
Figuur 7-10: Weergaven van het spanningsverloop bij een verdeelde momentbelasting van 3020Nm	38
Figuur 7-11: Flow Joint met een flens	40
Figuur 7-12: Orginele Flow Joint	40

TABELLENLIJST

<i>Tabel 4-1: Overwegingen voor het ontwerp van een TLA</i>	8
<i>Tabel 6-1: Mogelijke Bochten en Flow Joint combinaties</i>	17
<i>Tabel 6-2: Opbouw voor de verschillende configuraties van de TLA</i>	18
<i>Tabel 6-3: Formules betreffende veerberekeningen</i>	22
<i>Tabel 6-4: Eigenschappen van veel gebruikte staalsoorten en alternatieve staalsoorten</i>	25
<i>Tabel 7-1: Schematische weergaven van de verschillende TLA's</i>	28
<i>Tabel 7-2: Individuele belastingen</i>	29
<i>Tabel 7-3: Toelaatbare spanningen bij statische belasting voor globale berekeningen</i>	31
<i>Tabel 7-4: Ontwerpspanningen bij verschillende belastingcombinaties voor een TLA</i>	33
<i>Tabel 7-5: Maximaal resulterende momenten voor RVS Bochten</i>	39
<i>Tabel 7-6: Maximaal resulterende momenten in een RVS Flow Joint</i>	40
<i>Tabel 7-7: Maximale resulterende momenten vergeleken</i>	41
<i>Tabel 7-8: Maximale en minimale gewichten van de koppelarm</i>	42
<i>Tabel 9-1: Lengte van de verende arm</i>	45
<i>Tabel 9-2: Lengte van de armdelen tegenover het werkenvelop voor de onderverlading</i>	45
<i>Tabel 9-3: Lengte van de armdelen tegenover het werkenvelop voor de bovenverlading</i>	46
<i>Tabel 9-4: Overzicht standpunten van verschillende partijen</i>	46

1 INLEIDING

Dit rapport is tot stand gekomen in opdracht van J. De Jonge Flowsystems. De behoefte is er om standaardisatie van de laadarmen voor verlading van tanktrailers en tankwagons te bewerkstelligen. Het ontwerpproces en productie van de laadarmen zijn tijdrovend en gaan ten kosten van de winstmarge. Een standaard voor het ontwerpproces is noodzakelijk. Inzichten waar een laadarm aan moet voldoen waren onduidelijk.

De verlading van een tanktrailer of een wagon geschiedt met een boven- of onderlaadarm. De laadarmen zijn een flexibele leiding die de koppeling bewerkstelligt tussen het transportmiddel en het laadstation. Het fluïdum kan bestaan uit verschillende chemische samenstellingen. Het materiaalgebruik voor het leidingwerk is sterk afhankelijk van resistentie ten opzichte van het fluïdum. Andere overwegingen bepalen de configuraties en de accessoires van de laadarm.

De verschillende configuraties van de laadarm typeren zich door het werkgebied. Naarmate er een groter werkgebied wordt geëist zijn de laadarmen complexer en bestaan ze uit meerdere onderdelen. De opdeling van verschillende configuraties heeft een economische achtergrond, laadarmen voor kleinere werkgebieden zijn goedkoper. De laadarmen kunnen gezamenlijk gestandaardiseerd worden door de volgende kenmerken:

- Omgevingsfactoren vergelijkbaar
- Toepassing vergelijkbaar
- Dimensies vergelijkbaar
- Balanceringsysteem vergelijkbaar

De laadarmen zijn opgedeeld in verschillende modules, met behulp van deze modules wordt geprobeerd de verschillende configuraties van de laadarmen op te bouwen. De opbouw van de modules moeten zo geconstrueerd worden zodat de gewenste werkgebieden behaald kunnen worden.

Doormiddel van sterkteberekeningen worden restricties aan het ontwerp duidelijk. Maximale en de minimale lengte van de laadarmen worden bepaald. Verschillende problemen komen naar voren, voor deze problemen zijn concepten bedacht. De concepten zijn bedacht uit het oogpunt van standaardisatie. De concepten zijn toepasbaar op de verschillende configuraties van de laadarmen.

2 ACHTERGROND INFORMATIE

2.1 INTRODUCTIE J. DE JONGE FLOWSYSTEMS

Het hoofdkantoor van J. De Jonge Flowsystems zit gevestigd in Vlaardingen. Het veelzijdige bedrijf is grofweg onder te verdelen in 6 verschillende facetten. Engineering, construction & piping, Loading technology, Rotating equipment, Heat exchanger Service en Maintenance zijn de drijfveren van het bedrijf.

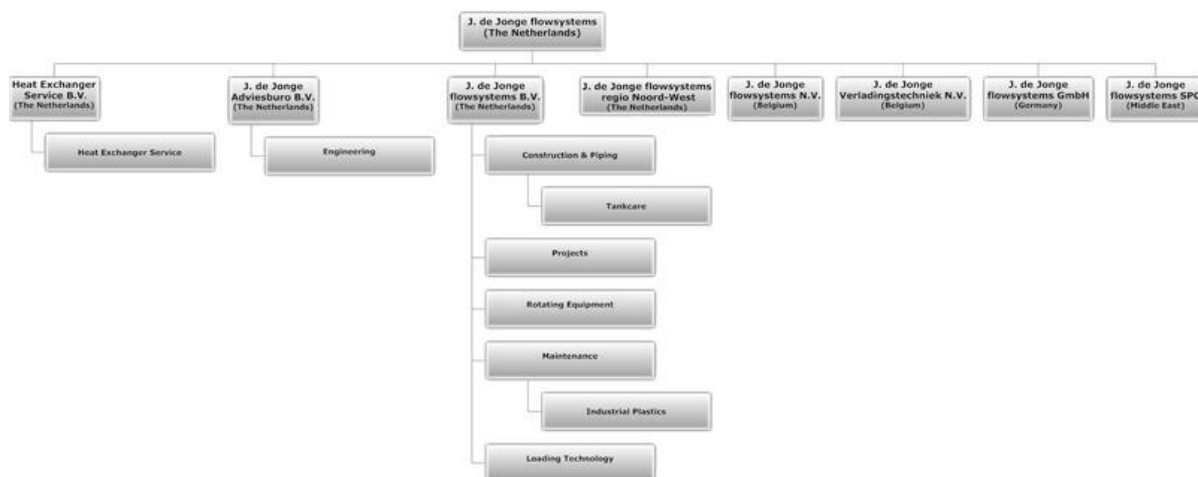
Alleen de vestiging in Vlaardingen telt al ruim 250 werknemers, daarnaast is J. De Jonge Flowsystems gevestigd in onder andere; Amsterdam (Nederland), Antwerpen (België), Wilhelmshaven (Duitsland), Al Jubail (Saudi Arabie) en Noord (Aruba).

“Flowsystems is our world

J. de Jonge Flowsystems is actief als specialistische systeemaanbieder en biedt vanaf het concept van de installatie tot integraal onderhoud. Wij leveren specialistische producten en diensten met een aantoonbare toegevoegde waarde in de wereld van industriële vloeistoflogistiek, met als thuismarkt het gebied ten westen van de lijn Le Havre - Hamburg.

Onder het motto “Flowsystems is our World” levert J. de Jonge Flowsystems met uiterste precisie de beste kwaliteit aan haar klanten door jarenlange ervaring en expertise in hun vakgebied.”^[w01]

Het Bedrijfsstructuur van J. De Jonge Flowsystems ziet er als volgt uit.^[w02]



FIGUUR 2-1: J. DE JONGE BEDRIJFSTRUCTUUR

In 1954 werd J. de Jonge constructie/ en pijpleidingenfabriek opgericht door Jan de Jonge. Constructie en leidingbouw ten behoeve van kleinschalige projecten in de Rotterdamse haven waren de kernactiviteiten. In 1987 werd J. de Jonge Verladingstechniek B.V. opgericht. De activiteiten van het vervaardigen en reviseren van laadarmen en laad-/ losstations werden toegevoegd aan de kernactiviteiten. Sindsdien heeft de uitbreiding door ander bedrijven zich voortgezet. Per 1 januari 2004 veranderde de officiële bedrijfsnamen van J. de Jonge Constructie en Pijpleidingenfabriek B.V., J. de Jonge Verladingstechniek B.V., J. de Jonge Rotatech B.V. en Duracon B.V. in J. de Jonge Flowsystems B.V.^[1]

2.2 OPDRACHTOMSCHRIJVING

De opdracht is om een lijn van laadarmen op te zetten, waarbij de onderdelen gestandaardiseerd zijn, maar de mogelijkheid tot het aanpassen aan de wensen van de klant behouden blijven. Het doel is om de laadarmen met behulp van een catalogus te kunnen configureren. Bij de opdracht moet er rekening gehouden worden met verschillende aspecten:

- Een overzicht van de verschillende types laadarmen en de daarbij behorende opties.
- Het kader waarbinnen de laadarmen toepasbaar zijn.
- Deel de verschillende types laadarmen op in losse componenten. Dit met het oog op standaardisatie.
- Ontwerp en bereken deze componenten verder toe een fabricage klaar concept.
- Stel een document op waarmee eenvoudig een laadarm geconfigureerd kan worden.

Bij het ontwerp moet er gebruik gemaakt worden van zo veel mogelijk bestaande onderdelen:

- Standaard pijpen volgens ASME of DIN
- De door J. de Jonge ontwikkelde Flow Joints
- De door J. de Jonge ontwikkelde Flow Balancer
- Standaard snelkoppelingen.

Aspecten die in de opdracht aan bod komen:

- Marktanalyse en opstellen programma van eisen/wensen
- Modelleren met behulp van SolidWorks
- Sterkte berekeningen
- Opzetten van een TLA configurator
- De laadarm met behulp van een catalogus te kunnen configureren.

Kort samengevat is het de bedoeling dat er een gestandaardiseerde boven en onder laadarm komt. Bij al deze armen moet er een mogelijkheid bestaan op de ontwerpen aan te kunnen passen. Uiteindelijk moet er een catalogus komen waarbij de verschillende laadarmen gemakkelijk zijn te configureren.

3 VOORVERKENNING

3.1 SITUATIE

J. de Jonge Flowsystems is bezig met de ontwikkeling van laadarmen. De laadarmen moeten geschikt zijn voor zowel tankauto's als voor tankwagons. De tanks voor het transporteren van vloeistof of gas verschillen van elkaar. De verschillen zijn te vinden in bijvoorbeeld de omvang maar ook op het gebied van verladen. De manier van verladen lijkt wel sterk op elkaar, zo kunnen de tankauto's en de tankwagons geladen worden via de bovenzijde of via de onderzijde. Dit onderscheid in verladen heeft als benaming boven- of onderlading.

3.1.1 TANKAUTO

Een tankauto of tankwagen is een motorvoertuig dat is gebouwd om grote hoeveelheden vloeistof of gas over de weg te vervoeren. De tankauto bestaat vaak uit twee delen, de trekker en een tankoplegger. De trekker is buiten beschouwing gelaten, het gaat om de tankoplegger. De tankoplegger heeft een horizontaal gelegen tank, die meestal een cilindrische vorm heeft.



FIGUUR 3-1: TANKAUTO

De tankoplegger bestaat in verschillende soorten en maten. Dit komt onder andere door de verscheidenheid in vloeistoffen en gassen. De inhoud van een normale tanktrailer is ongeveer 62 m³ voor LPG, 51.6 m³ voor benzine en 24.7 m³ voor CO₂. Daarnaast bestaat er ook een tank met de afmetingen van een standaard container, zo'n tank heeft een inhoud van 30 m³.

De tank kan uit verschillende compartimenten bestaan, zo is het mogelijk om verschillende stoffen tegelijk te vervoeren. Sommige vloeistoffen hebben een lage verdampingstemperatuur, de dampen zijn mogelijk giftig dan wel zeer ontvlambaar zijn. Voor het vervoeren van deze vloeistoffen zijn de tanks thermisch geïsoleerd.

Door het feit dat de vervoerde stoffen erg schadelijk en gevaarlijk kunnen zijn, worden zowel aan de chauffeurs als aan de opleggers hoge eisen gesteld. Deze eisen zijn beschreven in Europese overeenkomst voor het vervoer van gevaarlijke stoffen over de weg.^[w03] De tankauto's voor het vervoer van brandstoffen zoals benzine of diesel zijn meestal voorzien van bodemplaatlading en een dampafzuigsysteem.

3.1.2 TANKWAGON / SPOORKETELWAGON:

Een tankwagon lijkt sterk op een tankauto. De cilindrische vorm komt terug in het ontwerp van de tankwagon. Net als de tankauto zijn er verschillen in de afmetingen, evenals het vervoer voor over de weg kunnen de tanks stoffen bevatten in een vloeibare of in een gasfase.

Het grote verschil is het vervoer over het spoor. De tankwagon heeft het spoor als geleiding. De positie van de tankwagon heeft een vaste positie ten opzichte van het spoor. Het gevolg is een betere positionering ten opzicht van een laadarm.



FIGUUR 3-2: SPOORKETELWAGON

3.2 MARKTONDERZOEK

Voor een aantrekkelijk ontwerp is het belangrijk dat de wensen en de eisen van de markt bekend zijn. Uit een marktonderzoek komen bestaande oplossingen voor de verlading naar voren. Ook zullen kansen binnen de markt naar voren komen. Dit draagt bij aan een product dat goed te implementeren is in de markt. Unique Selling Points zorgen ervoor dat de TLA's aantrekkelijker zijn voor de aankoop.

De markt wordt vertegenwoordigd door vele leveranciers van laadarmen. Enkele producenten hebben hun naam goed vertegenwoordigd. J. De Jonge Flowsystems doet zaken met verschillende leveranciers van laadarmen, de functie als tussenpersoon wordt vertegenwoordigd. Revisie van laadarmen is een van de belangrijke activiteiten binnen J. De Jonge Flowsystems. Bedrijven proberen zich te onderscheiden met Unique Selling Points. Betrouwbaarheid is een van de doorslaggevende verkoopaspecten.

Verscheidende bedrijven zijn actief in de branche, de hoofdspelers zijn: ^[w04]

- Kanon
- FMC Technologies
- Emco Wheaton
- Carbis
- OPW
- PWS

De aangeboden producten van de verschillende producenten van laadarmen lijken sterk op elkaar. Door dieper in te zoomen op de fabrikanten blijken er wel degelijk verschillen te zijn. Verschillen zijn er onder andere te vinden in prijs, specialisatie, degelijkheid en de afzetmarkt.

3.2.1 VERLADINGTECHNIEK

Het begrip verladingstechniek is op te delen in twee categorieën, namelijk de scheepsverlading en de tankverlading. Onder de tankverlading valt transport voor over de weg en voor over het spoor.

Een globaal overzicht van de onderverdeling in de sector van verladingstechniek is hieronder weergegeven.

- Scheepsverlading
 - Scheepslaadarmen
 - Slangentorens
 - Slanghaspels
 - Koppelarmen
- Tankverlading
 - Toplaadarmen
 - Bodemlaadarmen
 - Vatenvularmen
 - Telescoopladars
 - Koppelarmen

Op de afdeling R&D van J. De Jonge Flowsystems zijn enkele producten en laadarmen ontwikkelt betreffende scheepsverlading. Dit onderzoek zal zich vestigen op de tankverlading, de scheepsverlading wordt buiten beschouwing gelaten. Het kader waarin dit onderzoek zal plaats vinden zal omvatten de laadarmen voor boven- en onderverlading.

Een laadarm is een flexibele leiding. De flexibiliteit wordt behaald door flexibele koppelingen te plaatsen tussen starre leidingstukken. De flexibele koppeling is de Flow Joint genoemd. De Flow Joints zorgen voor een rotatie tussen twee leidingstukken. De rotatie is alleen mogelijk om één as.

Het principe van verladen doormiddel laadarmen berust zich op het creëren van een drukverschil. Om een tank te lossen wordt er veelal een overdruk gecreëerd in de tank, zodoende word het product gedwongen om de tank te verlaten. Een andere manier is het gebruik maken van een pomp. Een pomp creëert een negatieve druk, het product wordt hierdoor uit een tank gezogen. Afhankelijk van het product wordt er een keuze gemaakt voor de verladingmethode.

3.2.2 INDUSTRIEËN WAARIN GEBRUIK WORDT GEMAAKT VAN LAADARMEN

Truck- en treinlaadarmen worden toegepast voor het transporteren van vloeistoffen, de industrieën waarbij verlading met behulp van laadarmen wordt toegepast zijn onder andere:

- Chemische industrie;
- Petrochemische industrie;
- Voedingsmiddelenindustrie;
- Agrarische industrie;
- Farmaceutische industrie.

J. de Jonge Flowsystems is vooral actief in petrochemische industrie. Kansen voor markuitbreiding liggen er in andere industrieën waarbij verlading via truck en treinlaadarmen wordt toegepast. Klanten van andere markten zullen aangetrokken moeten worden. Het vertrouwen in een bewezen product is belangrijk voor potentiële kopers.

J. De Jonge Flowsystems richt zich vooral op het afzetgebied rond het havengebied van Rotterdam, Antwerpen en Willemshaven. De truck- en treinlaadarmen zijn wereldwijd toepasbaar. De kansen voor markuitbreiding richt zich ook op het verbreden van de afzetmarkt. Betrouwbaarheid en veiligheid zijn de kernpunten voor de verkoop van een TLA.

3.2.3 TYPE SYSTEMEN

De koppeling tussen een tanktrailer en een spoorketelwagon zijn op twee manieren te bewerkstelligen. De twee systemen onderscheiden zich door het gebruik van een enkele slang en een laadarm uitgevoerd met Flow Joints.

Het systeem van een slang is simpel en voordelig. De acceptatie voor de verlading met behulp van een slang ligt laag in de markt. De slangen zijn niet betrouwbaar, de kans op falen is te groot. Slangen slijten snel door het gebruik. Door kleine scheurtjes is er kans op het wegvloeien van het product.

Het tweede systeem de verbinding van starre leidingstukken met Flow Joints is vele malen duurder. In de praktijk gaan de systemen veel langer mee, de kans op falen ligt laag. Kostenbesparing door het uitsluiten van boetes door milieubelasting is een feit. De laadarmen hebben een langere levensduur ten opzichte van slangen, de afschrijving voor een laadarm is langer. Hierdoor is een laadarm met behulp van flexibele koppelingen aantrekkelijker. Hieronder zijn verschillende manieren van de onderverlading weergegeven.



FIGUUR 3-3: TANKVERLADING MET SLANG



FIGUUR 3-4: TANKVERLADING SLANGARM



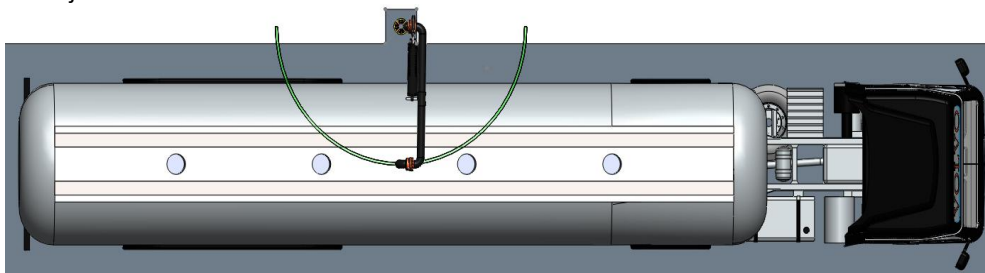
FIGUUR 3-5: TANKVERLADING MET STIJVE LEIDING

4 LAADARMEN VOOR TANKTRAILERS EN SPOORKETELWAGONS

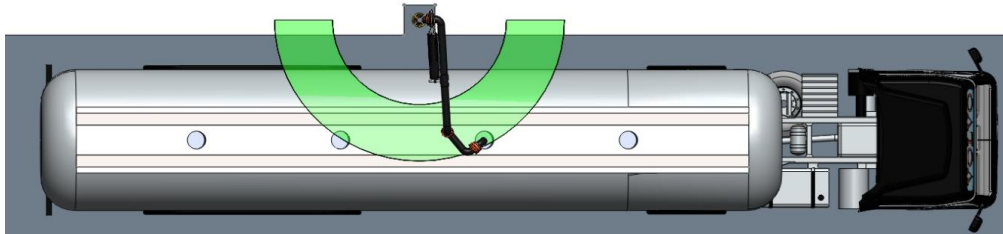
Laadarmen voor tanktrailers en spoorketelwagons zijn transportsystemen van vloeibare of gasvormige producten. De laadarmen kunnen producten geleiden vanaf en naar de tank van een tanktrailer of treinwagon. De producten die door de laadarmen gaan kunnen chemisch erg verschillend zijn. Mogelijk zijn de producten giftig en slecht voor het milieu. Het is hierdoor vanzelfsprekend dat het transport op een veilig manier wordt uitgevoerd.

4.1 LAADARMEN VOOR DE BOVENVERLADING

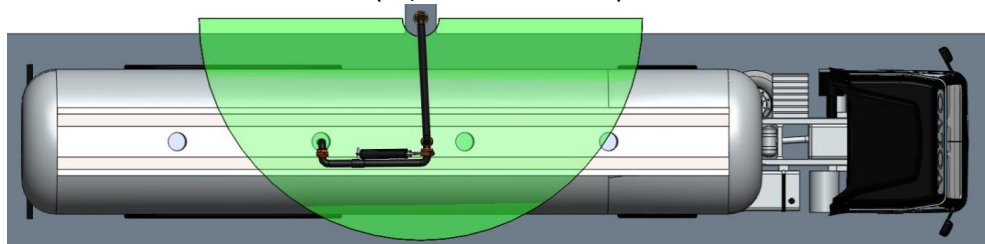
Uit een marktonderzoek^[105] is naar voren gekomen dat de laadarmen voor de bovenverlading zijn op te delen in categorieën, deze onderverdeling berust op het werkgebied van de TLA. De vraag naar deze opdeling komt vanuit de markt, kosten voor de verschillende laadarmen verantwoordt deze opdeling. Het aantal Flow Joints bepaald voor een groot deel de kosten van een laadarm. De keuze voor een kleiner werkgebied heeft lagere kosten als gevolg, op deze manier kan J. de Jonge Flowsystems voldoen aan de wensen van de markt. De werkgebieden zijn:



FIGUUR 4-1: LAADARM VOOR GEFIXEERDE WERKGEBIEDEN (TS; TOPLOADER SMALL)



FIGUUR 4-2: LAADARM VOOR GROTER WERGEBIEDEN (TM; TOPLOADER MEDIUM)

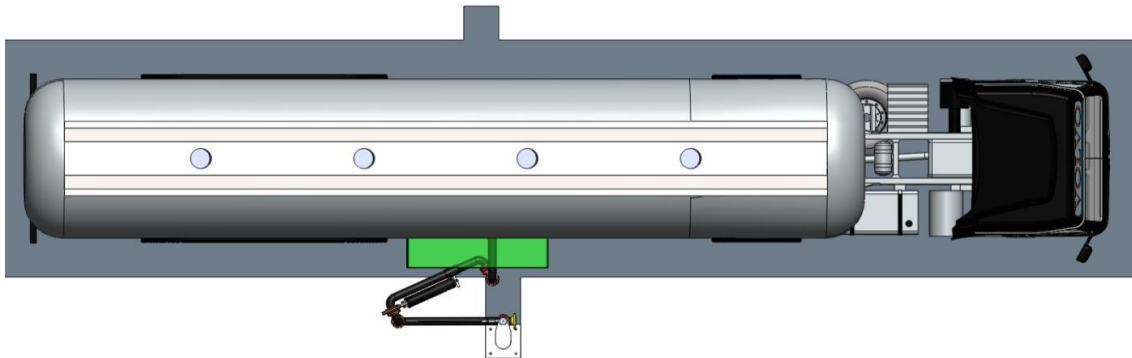


FIGUUR 4-3: LAADARM VOOR GROTERE WERKGEBIEDEN (TL; TOPLOADER LONG)

Bij bovenlaadarmen is er onderscheid tussen een gesloten of een open systeem. De keuze voor een gesloten systeem wordt vaak gemaakt bij het transporten van gevaarlijke gassen of vloeistoffen waarvan de dampen toxisch of licht ontvlambaar zijn. Een gesloten systeem moet er voor zorgen dat gassen en of vloeistof stoffen niet vrij kunnen komen. Een dergelijk systeem kan gerealiseerd worden door gebruik te maken van een conus die de dampen afvangen of er kan gebruik gemaakt worden van snelkoppelingen. In het geval van verlading met behulp van snelkoppelingen is een laadarm voor grotere werkgebieden noodzakelijk. Een snelkoppeling vereist een juiste uitlijning met de aansluiting, een laadarm voor grotere werkgebieden kan alleen voldoen aan dit gegeven. Bij een open systeem wordt er gebruikt gemaakt van een valpijp, deze valpijp is een pijp die in de vloeistof steekt. Een juiste uitlijning is voor een open systeem niet noodzakelijk. In bijlage I zijn meer afbeeldingen te vinden van de werkenveloppen voor de verschillende configuraties.

4.2 LAADARMEN VOOR DE ONDERVERLADING

In de laadarmen voor de onderverlading wordt geen onderverdeling gemaakt tussen de werkgebieden. De laadarmen zijn standaard uitgevoerd met drie armen en 5 Flow Joints. De onderverlading kent ook geen onderscheid door een open of een gesloten systeem. De verlading via de onderverlading gebeurt enkel door een gesloten systeem. Door dit gegeven is een juiste uitlijning met de aansluiting noodzakelijk, hierdoor kan er geen onderscheid gemaakt worden tussen verschillende werkgebieden.



FIGUUR 4-4: LAADARM VOOR ONDERVERLADING(BL; BOTTOMLOADER)

4.3 MOGELIJKE OVERWEGINGEN DIE HET ONTWERP VAN EEN LAADARM LEGT

De laadarm heeft als basis pijpen Flow Joints en extra accessoires. De configuratie wordt bepaald door verschillende factoren. Deze factoren bepalen voor een groot deel het ontwerp van een laadarm. De overwegingen voor het ontwerp van een laadarm worden hieronder besproken:

Overwegingen	Opmerkingen
Manier van laden en ontladen	Open of gesloten systeem
Werkenvolop	Het te verladen transportmiddel.
Het gebied om los te koppelen	Bepaald door de omgeving
Operationele eisen	Volumestroom, aansluiting, afsluiters
Fysische en chemische eigenschappen van het overgedragen product.	Voorbeelden: temperatuur, druk en viscositeit
Andere grenzen en beperkingen	Onder andere veiligheidsnormeringen

TABEL 4-1: OVERWEGINGEN VOOR HET ONTWERP VAN EEN TLA

Deze overwegingen bepalen:

- de categorie van de arm;
- de configuratie van de arm;
- de lengte van de arm;
- de diameter van het leidingwerk en de Flow Joints;
- het materiaal van de productgeleidende componenten;
- de uitrusting en accessoires.

4.4 WERKENVELOPPEN VAN EEN TANKTRAILER EN EEN SPOORKETELWAGON

4.4.1 WERKENVELOP VAN TANKTRAILERS

Tanktrailers kunnen op verschillen manieren verladen worden. Op de afbeeldingen is te zien dat de werkenvelop voor en truck gevestigd kan zijn op drie verschillende plaatsen. De truck heeft aansluitingen aan de bovenzijde, de zijkant maar ook aan de achterzijde. De afmetingen van een truck kunnen verschillen, zo kunnen ook de werkenveloppen per truck verschillen. De afmetingen van een truck liggen wel binnen een kader. De trucks hebben maximale en minimum afmetingen. Transport voor over de weg hebben regels betreffende maximale afmetingen voor een truck.



FIGUUR 4-5: WERKENVELOP VAN EEN TANKTRAILER ACHTERZIJDE



FIGUUR 4-6: WERKENVELOP VAN TANKTRAILER VOORZIJDE

In de werkenvelop aan de zijkant en aan de achterzijde vindt verlading plaats met behulp van snelkoppelingen. Deze kan voor elke gebruiker verschillen. In de werkenvelop aan de bovenzijde van de truck wordt veelal verlading toegepast aan de hand van een valpijp.

4.4.2 WERKENVELOP VAN SPOORKETELWAGON

De spoorketelwagon beschikt meestal over een werkenvelop aan de bovenzijde van de tank. De tank heeft ook de mogelijkheid om via de onderzijde of aan de zijkant verladen te worden. Deze werkenveloppen wordt buiten beschouwing gelaten, het komt niet vaak voor. De tank kan overigens ook met behulp van een valpijp maar ook via koppelingen verladen worden.

Het grote voordeel van een spoorketelwagon is dat deze een geleiding heeft van het spoor. Dit gegeven zorgt ervoor dat de middenlijn van de werkenvelop van de tank altijd op de centerline van het spoor gevestigd is. Wel kunnen de afmetingen van de tank sterk verschillen.



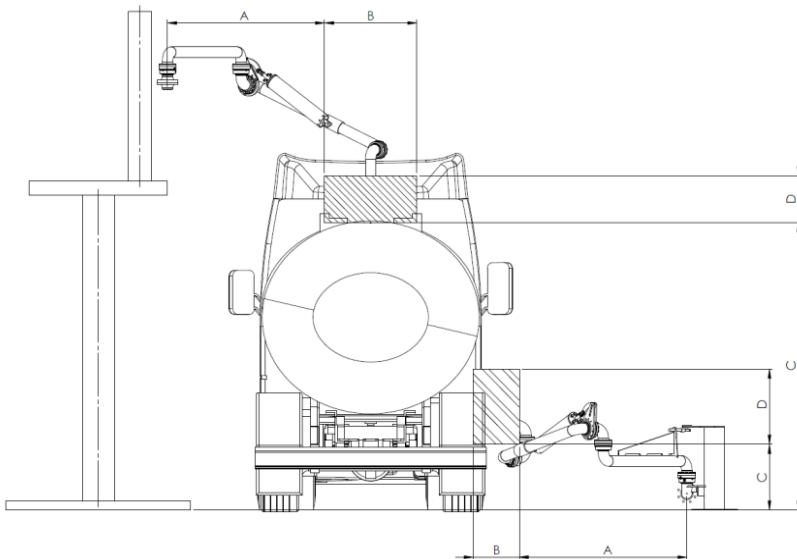
FIGUUR 4-7: WERKENVELOP SPOORKETELWAGON



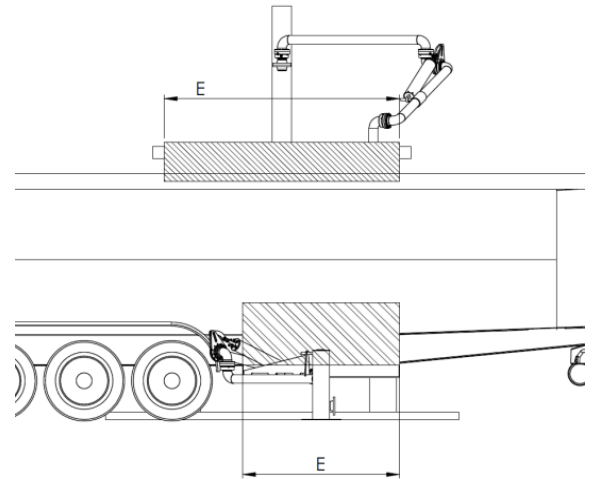
FIGUUR 4-8: WERKENVELOP SPOORKETELWAGON ZIJKANT

4.4.3 DIMENSIONEREN VAN DE WERKENVELOPPEN

Het standaardisatieproces verplicht dat de verlading van verschillende tanks mogelijk is. De afmetingen van de tanktrailers en spoorketelwagons zijn verschillend, hierdoor ook de werkenveloppen. Om een goed beeld te krijgen zijn de belangrijkste dimensies voor de verlading in de onderstaande afbeeldingen weergegeven. De waarden van de verschillende parameters verschillen. De waarden zijn afhankelijk van de tank en van de verladingstations.



FIGUUR 4-9: BEMATING VAN DE WERKENVELOP, ACHTERZIJDE



FIGUUR 4-10: BEMATING VAN DE WERKENVELOP, ZIJKANT

In de afbeeldingen is een truck weergegeven. De dimensies voor de bovenverlading van een spoorketelwagon kunnen met dezelfde methode behaald worden. De waarden van de parameters zullen verschillend zijn. Via een marktonderzoek is naar voren gekomen wat de veel gebruikte waarden zijn voor de opbouw van de werkenvelop voor een laadarm met een grote werkenvelop. Hierbij blijft de mogelijkheid tot aanpassing door de klant. De waarden van de parameters voor de tanktrailers en de spoorketelwagon zijn terug te vinden in de bijlage A.

Voor de overige twee configuraties van de laadarmen, namelijk laadarmen met een gefixeerd werkgebied en een groter werkgebied zijn de parameters sterk afhankelijk van de wensen van de klant. Voor deze laadarmen is het niet mogelijk om een standaard maatvoering door te voeren. Het is wel mogelijk om een maximale waarde te geven aan de parameters. De maximale waarden voor deze configuraties is het zelfde als die voor laadarmen met een grote werkgebied.

5 PROGRAMMA VAN EISEN EN WENSEN

Voor een duidelijk en eenzijdig product is een pakket van eisen en wensen noodzakelijk. Het pakket van eisen en wensen gaat uitgebreid in op:

- De mogelijke componenten van een laadarm; (zie paragraaf 5.1)
- het werkbereik en afmetingen; (zie paragraaf 5.2)
- bedieningsgemak en comfort. (zie paragraaf 5.3)

Daarnaast gelden de volgende eisen:

- Diameter en wanddikte van het leidingwerk volgens ASME of DIN
- Materiaalgebruik van het leidingwerk volgens de normen ASTM, AISI, EN 10028 of EN 10088
- Gebruik maken van de Flow Joints die ontwikkeld zijn door J. de Jonge Flowsystems.
- Gebruik maken van de Flow Balancer die ontwikkeld zijn door J. de Jonge Flowsystems.
- Rekening houden met pigging van de TLA's, de inwendige diameter van de productleiding gelijk houden.
- De TLA's moeten beschikken over een horizontale draaihoek van 180°
- De horizontaal gebalanceerde arm moet onder een hoek van $+ 20^\circ$ tot en met $- 20^\circ$ volledig gebalanceerd zijn.

Randvoorwaarden geldend voor de verschillende configuraties van de TLA:

- De verschillende configuraties uitvoeren in verschillende afmetingen, ruimte moet er zijn om de afmetingen aan de wensen van de gebruiker aan te passen
- De bevestiging van de TLA universeel houden. De aanvoer- of de afvoerstroom kan gevestigd zijn in meerdere vlakken.
- Het leidingwerk voor het ontwerp van de verschillende configuraties moeten zoveel mogelijk overeenkomsten bevatten.
- De constructieonderdelen van de TLA onderverlading en bovenverlading gelijk houden.
- De constructieonderdelen voor de mogelijke diameters van de TLA gelijk houden, of moeten gemakkelijk aan te passen zijn aan de leidingdiameter

5.1 MOGELIJKE COMPONENTEN VAN EEN LAADARM

Een laadarm bestaat uit hoofdonderdelen en extra componenten. Deze extra componenten zijn afhankelijk van de wensen van de afnemer en de eisen die gesteld worden aan het verladen van het product. Voor het standaardisatieproces betekent dit een factor waar rekening mee gehouden moet worden. Door een toevoeging van een massa wordt de laadarm extra belast. Voor het standaardiseren is het mogelijk om maximale waarde te geven voor de toevoeging van massa. Bij een overschrijding van de maximale massa zal de laadarm opnieuw geconstrueerd moeten worden.

De bespreking van de onderdelen gaat niet in op details. De specificaties en de afmetingen van de componenten verschillen van elkaar, de keuze voor een component heeft met verschillende factoren te maken. Globaal worden de factoren beschreven door de benodigde massastroom, chemische en fysische eigenschappen van het te verladen product en ander overwegingen. In het onderstaande overzicht worden de meest gebruikte onderdelen besproken. Naast de besproken onderdelen zijn er componenten die specifiek voor bepaalde doeleinden worden gebruikt.

Hoofdonderdelen:

- | | |
|--------------------|----------------------------------|
| • Het leidingwerk; | Pijpen en bochten. |
| • Flow Joints; | Flexibele koppeling voor rotatie |
| • Flenzen; | Koppelstuk |

De componenten die toegevoegd worden voor de juiste werking van de TLA zijn in de bijlagen B te vinden.

5.2 WERKBEREIK EN AFMETINGEN

De laadarmen moeten geschikt zijn voor verschillende toepassingen, zo moet het mogelijk zijn om tanktrailer en spoorketelwagons te laden en te lossen. De aansluitingpunten binnen de systeemgrenzen van de tanks zijn gepositioneerd op verschillende locaties. In de werkenvelop van de truck- en treinverlading zijn de posities weergegeven. Tevens zijn er beperkingen aan waar de laadarmen moeten komen te staan. De afnemers van de laadarmen hebben vaak een bestemmingsplan van de locatie van de laadarmen met daarbij gegevens over de werkenvelop waaraan de laadarmen aan moeten voldoen. Met dit gegeven is het niet mogelijk om 1 laadarm te gebruiken voor alle toepassingsgebieden.

Wel is het mogelijk om zoals het in de markt gebruikelijk is, het toepassen van verschillende configuraties. Met elk een eigen werkenvelop. De standaardisatie van de laadarmen houdt ook in om verschillende laadarmen zo te dimensioneren dat het grootste deel van de vraag gedekt wordt. Dit wordt bereikt door de verschillende configuraties van de laadarmen uit te voeren in verschillende afmetingen. De werkenvelop van de laadarmen voor de verlading van een tanktrailer of een spoorketelwagon vertonen veel overeenkomsten. De werkenvelop voor de bovenverlading komen vrijwel over een. Enkel de aansluiting of het gebruik van een valpijp kan veranderen. Dit verandert weinig voor de werkenvelop van de laadarmen. De werkenvelop kan als samenhangend worden beschouwd.

Het grootste onderscheid wordt gemaakt tussen de boven- en onderverlading. In de bovenverlading wordt er onderscheid gemaakt door 3 configuraties van de armen. Namelijk de types kort, midden en lang. Het type van kort in combinatie met een slang wordt ook gebruikt voor onderverlading van een truck. Als deze combinatie buiten beschouwing wordt gelaten voor de type-indeling van de onderverlading, beschikt de onderverlading enkel over één arm. Deze arm is standaard uitgevoerd met drie armen. De drie armen hebben als benaming respectievelijk de binnenarm, buitenarm en de koppelarm/valpijp.

5.3 BEDIENINGSGEMAK EN COMFORT

De laadarmen worden ontworpen om tanktrailers en spoorketelwagons te verladen. Deze worden vaak doormiddel van menselijke kracht gemaneuvreerd en gekoppeld. Het manoeuvreren dient zo comfortabel mogelijk te verlopen.

Voor het tillen van producten zijn enkele aandachtspunten beschreven door de arbeidsinspectie. De aandachtspunten zijn het gewicht van de last, de afstand waarover de last voortbewogen moet worden, kenmerken van de werkomgeving, kenmerken van de last en de taakeisen.

In het geval van een laadarm moet er bij de constructie van de laadarm rekening gehouden worden met deze aandachtspunten. Op de kenmerken van de werkomgeving heeft de constructie van de laadarm weinig invloed. Integendeel tot de kenmerken van de last. De kenmerken van de last omschrijft de omvang, stabiliteit en aangrijpingspunt. Door gebruik te maken van handbeugels op de laadarm is het mogelijk om het bedieningsgemak en het comfort te verhogen. De stabiliteit is te verhogen door rekening te houden met de boorbuiging en een goede balans.

Het comfort wordt tevens verhoogd als de laadarm een rustpositie gebracht kan worden. In de rustpositie is het wenselijk dat de arm zo min mogelijk plek inneemt en geen uitstekende delen bevat. De rustpositie moet gewaarborgd worden, een ophangstelsel moet hiervoor zorgen.

In sommige gevallen is besturing door een extern systeem verplicht. Bij sommige producten mogen de gebruikers niet in de buurt zijn omdat er altijd een kans op lekken blijft bestaan. In die gevallen wordt de laadarm via een extern systeem aangestuurd.

5.4 KOSTEN LEVENSDUUR, BETROUWBAARHEID EN ONDERHOUD

Belangrijk voor het ontwerp is de concurrentiepositie tegenover andere laadarmen in de markt. Niet alleen de kostprijs is belangrijk maar ook de kosten voor het onderhoud. Standardisatie komt ten goede van de onderhoudswerkzaamheden, onderdelen zijn universeel en uitwisselbaar. Voor de onderhoudsmonteurs betekent het minder onnodig transport van onderdelen. De kosten van de voorraad zijn lager, minder onderdelen hoeven op voorraad genomen te worden.

Kosten door onderhoud kunnen hoog oplopen. In een markt zoals deze is het noodzakelijk dat je een goed product levert. Een product dat betrouwbaar is maar ook goed te onderhouden is. Het liefst is het product bijna onderhoudsvrij. Rekening moet er gehouden worden met een ruw gebruik van de laadarm. Dit gaat meestal ten kosten van de levensduur van het product. De vermoeiing van het materiaal is een belangrijk punt voor het ontwerp.

De producten die door de laadarmen gaan kunnen giftig en gevaarlijk zijn, het ontwerp moet betrouwbaar zijn. Het gevaar voor lekken en voor falen moeten uitgesloten worden. Om dit gevaar uit te sluiten moeten de ontwerpfactoren zoals de belastingen in kaart gebracht worden.

5.5 VEILIGHEID EN NORMERINGEN

5.5.1 VEILIGHEID

Voor een juist ontwerp moet wet en regelgeving in acht worden genomen, het ministerie van infrastructuur en milieu heeft een werkblad gepubliceerd over laden en lossen van tankauto's.^[w08] Het toepassingsgebied van dit werkblad heeft alleen betrekking op het laden en lossen van gevaarlijke vloeistoffen van en naar tankauto's. Hierbij wordt bij onderscheid gemaakt in het laden en lossen op een raffinaderij en/of productiebedrijf, het laden en lossen bij een rail- of waterterminal en bij een depot of bij een kleinverbruiker. Voor het laden en lossen van LPG-tankauto's bij LPG-tankstations valt onder het werkblad LPG-tankstations.^[w09]

De risico's die bij het laden en lossen kunnen voorkomen zijn: breken van een laad- en losslang waardoor het te verladen product uitstroomt; het ontstaan van een explosief mengsel door niet goed functionerende aansluitingen; wegrijden met aangekoppelde laad- en losslang. In het werkblad wordt verwezen naar bijlage 2: Stoffen, effecten en maatregelen. In deze bijlage wordt ingegaan op de risico's en de gevaren van mogelijke risico's.

In nummer 30 van de publicatiereeks gevaarlijk stoffen wordt ingegaan op bovengrondse tankinstallaties en afleverinstallaties van vloeibare brandstoffen. Hierin wordt onder andere verwezen naar de richtlijn ATEX. ATEX is onder te verdelen in twee hoofdrichtlijnen, ATEX 137 en ATEX 95.^[14]

De Europese kaderrichtlijn ATEX 137 (99/92/EG), opgenomen in hoofdstuk 3 van het Arbobesluit, heeft betrekking op arbeidsomstandigheden in relatie tot explosieve atmosferen. Wanneer explosieve atmosferen zich kunnen voordoen, zoals bij tankinstallaties, moet de werkgever een explosieveilighedsdocument opstellen. Daarin worden onder andere de explosierisico's beoordeeld en wordt op basis daarvan een gevarenczone-indeling opgesteld.

Afhankelijk van de gevarenczone-indeling worden eisen gesteld aan de apparatuur. Deze apparatuur moet voldoen aan de Europese productrichtlijn ATEX 95 (94/9/EG). De richtlijn stelt eisen aan de technische integriteit en bevat voorschriften voor apparatuur en beveiligingssytemen die bedoeld zijn om te worden gebruikt op plaatsen met explosiegevaar. Het explosiegevaar kan daarbij zowel externe oorzaken hebben maar het gevaar kan ook worden veroorzaakt door de apparatuur. De eisen zijn direct van belang voor fabrikanten en importeurs van explosieveilig materieel, maar via de gevarenczone-indeling indirect ook voor de werkgever.

5.5.2 NORMERINGEN

Door de risico's die ontstaan bij het laden en lossen van gevaarlijke stoffen zijn er verschillende normeringen van kracht. De normeringen omvatten normeringen voor materiaalgebruik en voor de constructie. De normeringen moeten bijdragen aan de veiligheid. De normeringen zijn ondersteunend voor het ontwerp en voorziet de constructuur van informatie.

Algemene Normeringen:

- CEN, European Committee for Standardization
- BSI, British Standards Institution
- NEN, Nederlands Normalisatie-instituut
- ISO, internationale organisatie voor standaardisatie
- BIN, Belgische Instituut voor Normalisatie
- DIN, Het Deutsches Institut für Normung
- ANSI, American National Standards Institute

Materiaalnormeringen

Door verschillende instituten zijn er materiaalnormeringen gepubliceerd. Veel gebruikte normeringen die specifiek gericht zijn op materialen:

- AISI, De American Iron and Steel Institute
- ASTM, American Society for Testing and Materials

Constructienormeringen:

- AISC, American Institute of Steel Construction
- ASME, American Society of Mechanical Engineers
- RTOD, Regels voor toestellen onder druk

Richtlijnen:

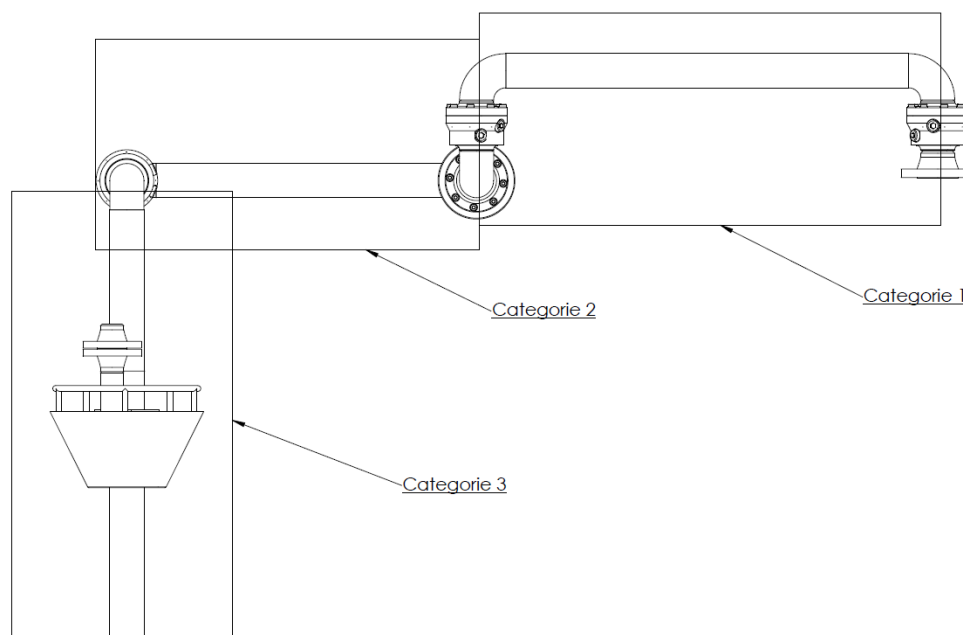
- PED, Richtlijn Druksystemen (97/23/EG)
- OCIMF, Oil Companies International Marine Forum
- Manueel hanteren van lasten, richtlijn 90/269/EEG

6 FUNCTIONELE ANALYSE

Het ontwerp van de basis voor de verschillende configuraties TLA's moet zo standaard mogelijk worden gehouden. Onderdelen moeten zoveel mogelijk onderling uitgewisseld kunnen worden. Het ontwerp moet voldoen aan de grondbeginselen van een ontwerp. Om dit mogelijk te maken is er een functieanalyse gemaakt van de verschillende armdelen. De mogelijkheid voor het toepassen van extra opties moet meegenomen worden in het ontwerp.

6.1 FUNCTIE ANALYSE EN STANDAARDISATIE VAN DE VERSCHILLENDE LAADARMEN

Voor een juiste analyse van de verschillende armdelen moet de verschillende configuraties van de TLA's in acht worden genomen. In het marktonderzoek is gebleken dat er 3 configuraties bestaan voor bovenverlading en slechts één voor onderverlading. Tevens heeft de TLA voor bovenverlading die geschikt is voor grote werkgebieden overeenkomsten met de TLA die geschikt is voor de onderverlading. Een TLA heeft een maximum van 3 armen en een minimum van 2 armen. De armen zijn globaal in te delen in 3 categorieën, met de armen uit de 3 categorieën zijn alle configuraties van TLA's op te bouwen. In de categorieën zullen de functies van de armdelen worden beschouwd.



FIGUUR 6-1: EEN BOVENLAADARM OPGEDEELD IN CATEGORIËN

Categorie 1:

Armen in deze categorie hebben als functie om bij te dragen aan het behalen van het werkbereik. Hiervoor wordt de arm draaiend en stijf opgehangen. Omdat een arm uit deze categorie aan het begin van de TLA bevindt, wordt de arm belast door een hoog moment. Bij de berekening van de bochten is te zien welk moment de bochten maximaal aankunnen. Wanneer het maximaal moment wordt overschreden moet er een ondersteuning aangebracht worden. De afmetingen van deze armen zijn standaard maar kunnen naar wensen van de klant aangepast worden.

Categorie 2:

Deze categorie bestaat uit armen die gebalanceerd opgehangen worden. De arm wordt standaard gebalanceerd door een Flow balancer. Op deze arm kunnen ook extra opties worden toegepast zoals afsluiters en aansluitingen voor pigging en purging. De armen hebben vaste afmetingen wederom kan de lengte worden aangepast aan de wensen van de klant.

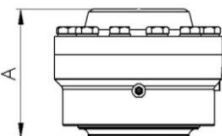
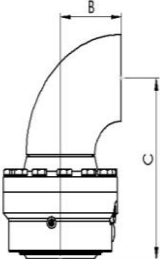
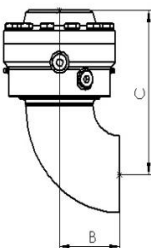
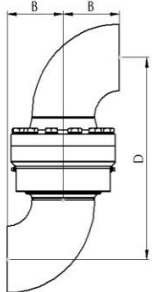
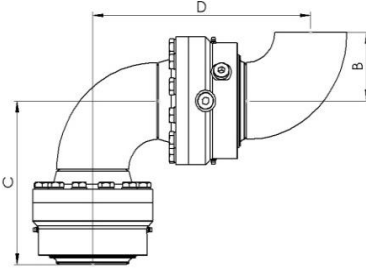
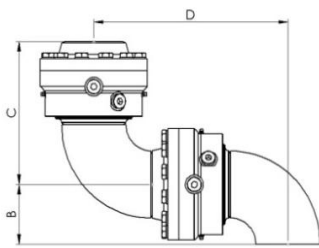
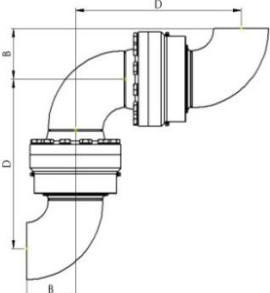
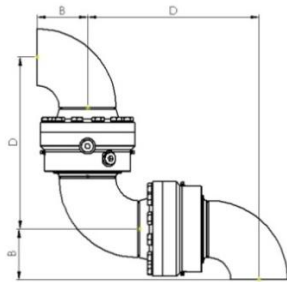
Categorie 3:

Dit is de meest uitgebreide categorie, de armen uit deze categorie verzorgen de koppeling tussen de TLA en de tank. In de koppeling kan onderscheid gemaakt worden tussen losse connectie en een vaste connectie. Koppeling met een losse connectie wordt onderverdeeld door een valpijp en een valpijp met een conus. Een conus moet ervoor zorgen dat de damp die vrijkomt bij verlading wordt opgevangen. De damp kan vervolgens via een dampretourleiding worden afgevoerd. Daarnaast kan de koppeling bewerkstelligd worden met behulp van een vaste connectie. De vaste connectie kan bestaan uit verschillende koppelingen. In tegenstelling tot de losse connectie kunnen deze armen zowel horizontaal als verticaal gelegen zijn. De horizontaal gelegen armen moeten gebalanceerd worden. Deze armen zorgen voor de juiste uitlijning voor het bevestigen van de vaste connectie. Bij armen met een vaste en losse connectie kunnen verschillende opties geplaatst worden.

Al deze armen kunnen uitgevoerd worden met opties die gelden voor de gehele laadarm, hierbij is te denken aan isolatie en isolatie met verwarming. Ook is in verband met de gebruikersomstandigheden de optie om handbeugels toe te passen of beugels voor de bevestiging van een hydraulische besturing. Daarnaast is er de mogelijkheid voor de bevestiging van kabelgoten voor de geleiding van bedrading ten dienste van controle en regelsystemen.

6.2 BOCHTEN& FLOW JOINT COMBINATIES

De armen uit de vorige paragraaf worden aan elkaar verbonden door verschillende bochten&Flow Joint combinatie. Met de plaatsing van de Flow Joints moet er rekening gehouden worden met de inloop van water. De bochten en Flow Joint combinaties zijn in verband met de oriëntatie van de Flow Joints ingedeeld in drie groepen. Een dragende, een ondersteunende en een groep die zowel als dragend als ondersteunend kan functioneren. Met behulp van deze combinaties zijn de gestandaardiseerde laadarmen te construeren. Om het ontwerpproces en berekeningen te vereenvoudigen zijn de afmetingen in de bijlagen terug te vinden.

Onzijdig	Ondersteunend	Dragend
10	11	12
		
20	21	22
		
	31	32
		

TABEL 6-1: MOGELIJKE BOCHTEN EN FLOW JOINT COMBINATIES

De afmetingen zijn gebaseerd op de geometrische afmetingen die de ASME code voorschrijft voor bochten, de in huis ontwikkelde Flow Joints en er is rekening gehouden met een lasopening van 3mm. De gewichten zijn gebaseerd op bochten met de Schedule 40. De afmetingen en de gewichten voor verschillende Bocht Flow Joint combinaties zijn te vinden in de bijlage K.

6.3 DE OPBOUW VAN DE VERSCHILLENDE CONFIGURATIES VAN DE TLA'S

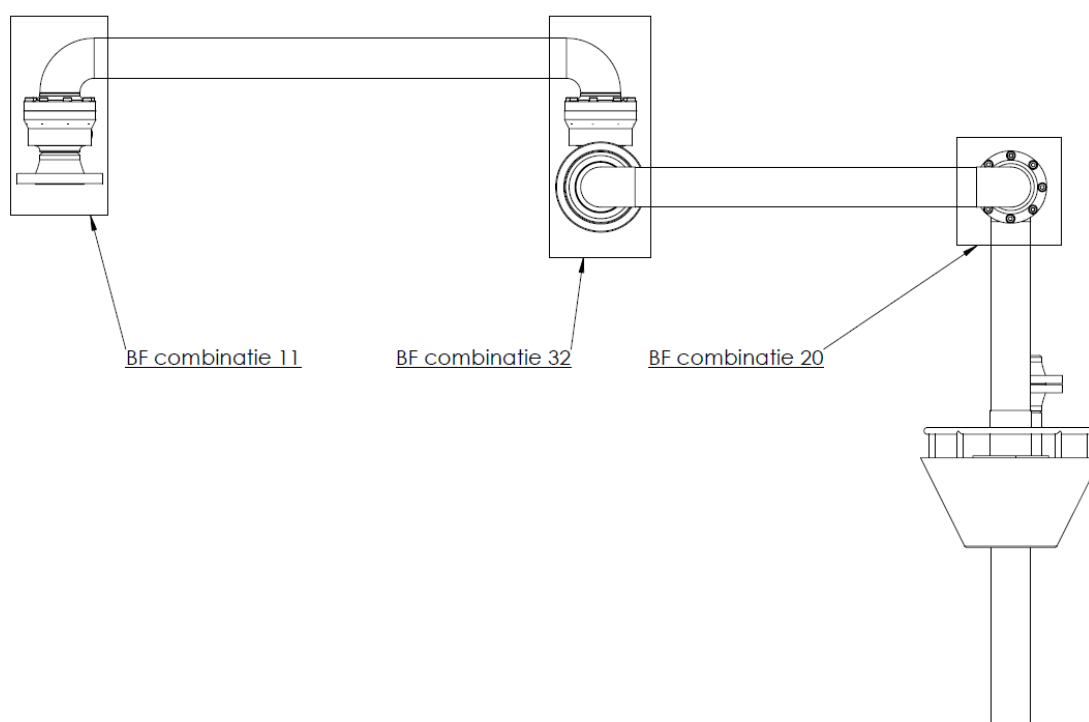
Aan de hand van de hoofdonderdelen kunnen de verschillende configuraties van de TLA's opgebouwd worden. Een TLA bestaat maximaal uit 3 armen en 3 BF combinaties. Globaal kunnen de configuraties op de volgende manier opgebouwd worden:

Config (zie par 4.1/4.2)	BF Combi	Armdeel 1							BF Combi	Armdeel 2			BF Combi	Armdeel 3			
		Ondersteund			Zelfdragend					Gebalanceerd	Pijp	Conus		Gekoppeld			
		L1	L2	L3	L1	L2	L3	Pijp						Slang			
TS								21/22	1	1	1	20	2	2	2	2	
TM	21/22	2	2	2				20	1	1	1	20	3	3	3	3	
TL	11/12	1	1	1	1	1	1	31/32	2	2	2	20	3	3	3	3	
BL	11/12	1	1	1	1	1	1	31/32	2	2	2	31/32			3	3	

TABEL 6-2: OPBOUW VOOR DE VERSCHILLENDE CONFIGURATIES VAN DE TLA

De cijfers die vermeld staan bij de armen geeft de volgorde van de opbouw weer. De cijfers die vermeld staan onder de BF-Combinaties geven de keuze voor een Bocht & Flow Joint combinatie weer. Met deze opbouw mogelijkheden zijn de vereiste werkenveloppen te behalen met het gebruik van de minst mogelijke Flow Joints.

Met behulp van de configuratie benaming in combinatie met de BF combinatie benaming zijn de verschillende laadarmen te typeren. Zo heeft een laadarm met de type TL 11-32-20 heeft 3 armen met één ondersteunende en één dragende Bocht & Flow Joint combinatie. Deze benaming wordt gebruik in het vervolg van het verslag. Hieronder is voor deze configuratie de opbouw weergegeven:



FIGUUR 6-2: BOVENLAADARM, TL 11-32-20

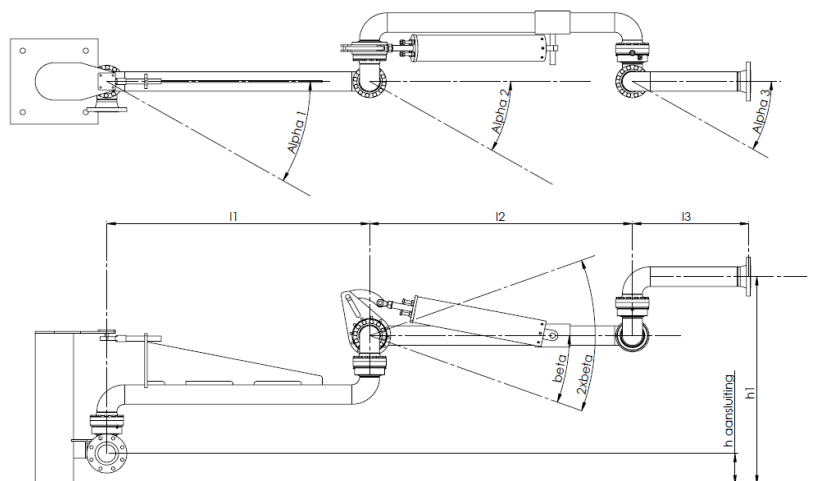
6.4 ALGEMENE WERKENVELOPBEPALING VAN TLA'S

De werkenvelop van de verschillende configuraties is gebaseerd op de werkenvelop voor de verlading van een tanktrailer of spoorketelwagon. Het werkbereik is afhankelijk van de lengte van de verschillende armdelen. De lengte van de armen en de hoek waar in de arm zich bevinden bepalen de coördinaten van de aansluitvlak van de laadarm.

Een vaste aansluiting, een aansluiting die geschiedt door een koppeling doormiddel van bijvoorbeeld een API Coupler, heeft als eis dat de twee assen collineair moeten zijn. Hierdoor zijn er beperkingen betreffende het werkbereik. Deze beperkingen zullen alleen invloed hebben op de uiterste standen van de laadarmen.

Voor de berekening van de werkenvelop is als voorbeeld de TLA voor onderverlading genomen. Deze configuratie beschikt over het maximaal aantal armen en Flow Joints. De berekening kan ook toegepast worden op andere configuraties. Indien het hart van de draaipunten niet op een lijn liggen moet de lengte van de arm voor de berekening van de werkenvelop gecorrigeerd worden. De straal van de arm kan berekend worden met:

$$l'_{arm} = \sqrt{l_{arm}^2 + (r_{bocht} + l_{swivel} + r_{bocht})^2}$$



FIGUUR 6-3: BEMATING VAN EEN ONDERLAADARM (BL 11-21-21)

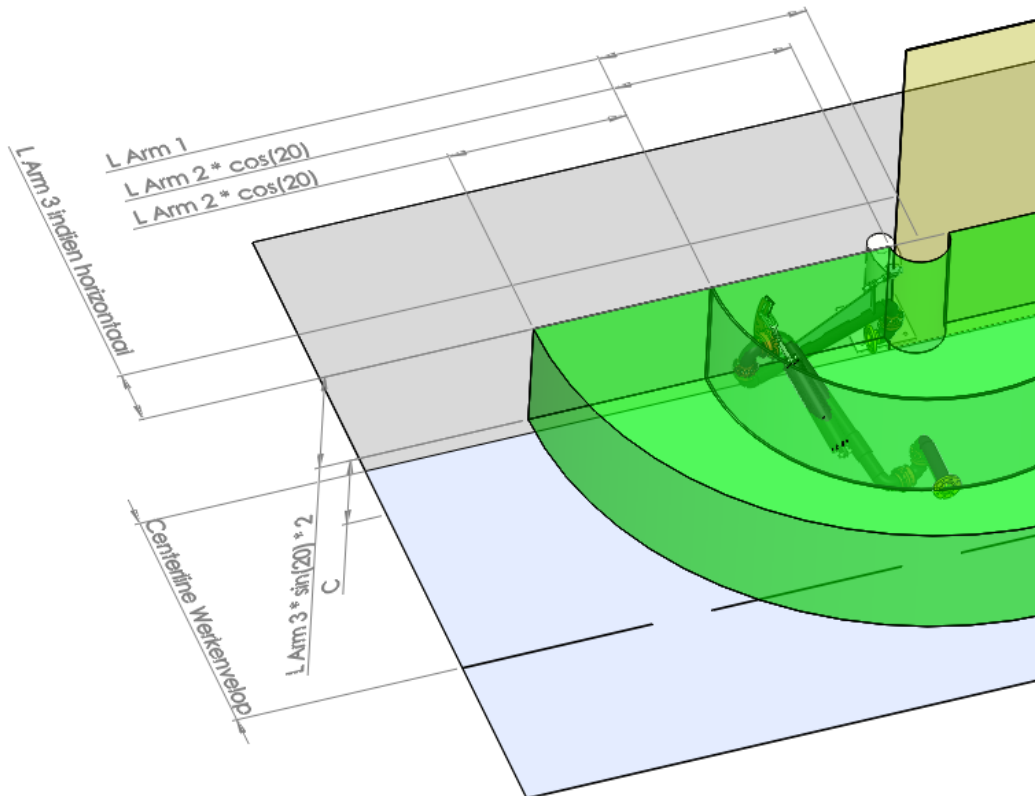
De algemene formule voor de berekening van de positie van de aansluitcoördinaten is als volgt:

$$\begin{aligned} x &= l_{Arm_1} \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \cos(\beta_1) + l_{Arm_2} \cdot \sin(\alpha_2) \cdot \cos(\beta_2) + l_{Arm_3} \cdot \sin(\alpha_3) \cdot \cos(\beta_3) \\ y &= l_{Arm_1} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot \cos(\beta_1) + l_{Arm_2} \cdot \cos(\alpha_2) \cdot \cos(\beta_2) + l_{Arm_3} \cdot \cos(\alpha_3) \cdot \cos(\beta_3) \\ z &= l_{Arm_1} \cdot \sin(\beta_1) + l_{Arm_2} \cdot \sin(\beta_2) + l_{Arm_3} \cdot \sin(\beta_3) \end{aligned}$$

Bij het berekenen van de werkenvelop is er vanuit gegaan dat de veerbalans een veerweg heeft die correspondeert met een hoek β van $+20^\circ$ en -20° . Van de armen wordt er maar één gebalanceerd opgehangen. Hierdoor ziet de berekening van de hoogte van de werkenvelop er als volgt uit:

$$\begin{aligned} z &= l_{Arm} \cdot \sin(20) \\ \Delta z &= 2 \cdot l_{Arm} \cdot \sin(20) = 0.684 l_{Arm} \\ \Delta z \cdot 1.46 &= l_{Arm} \end{aligned}$$

Hieruit blijkt dat de werkenvelop, de parameter D van de werkenvelop voor de tankverlading, de lengte van de gebalanceerde arm bepaald. Zo bepaalt de werkenvelop van een spoorketelwagon of een tanktrailer de globale afmetingen voor de armen. De geometrische vorm van de werkenvelop van het te verladen transportmiddel heeft de vorm van een kubus, dit in tegenstelling tot de cilindrische vorm van de werkenvelop van een TLA. De verschillende werkenveloppen moeten corresponderen met elkaar, dit is op verschillende manieren mogelijk.



FIGUUR 6-4: OPBOUW VAN DE WERKENVELOP VOOR EEN ONDERLAADARM

In de afbeelding is de opbouw van de cilindrische vorm van het werkbereik weergegeven. In dit voorbeeld is de middellijn van de werkenvelop van de kubus gelijk aan de raaklijn van de cirkel die de eerste arm beschrijft. Met dezelfde methodiek kan het werkbereik van de andere configuraties opgebouwd worden. De werkenveloppen voor de verschillende TLA configuraties is de bijlagen te vinden.

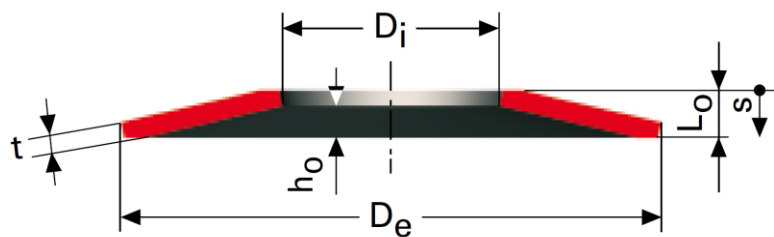
De cilindrische vorm wordt beschreven door de eerste arm en eventueel de tweede arm. De aansluit arm, arm 3, veroorzaakt een verschuiving van het werkbereik. In het geval laadarmen voor bovenverlading in de horizontale richting en in het geval voor laadarmen ten behoeve van onderverlading in de verticale richting. In bijlage J is een tekening weergegeven betreffende een implementatie van het werkbereik van een spoorketelwagon in het werkbereik van een bovenlader. Daarnaast beschikt dit systeem over een vaste arm voor de dampretour.

6.5 HET BALANSSYSTEEM

Voor het behalen van de gehele werkenvelop is het noodzakelijk dat één armdeel gebalanceerd opgehangen wordt. De horizontaal gebalanceerde arm dient onder een hoek van +20 tot en met -20 graden volledig gebalanceerd te zijn. Voor de gebruiker voelt dit fijn aan, de laadarm is gemakkelijk te manoeuvreren en de valpijp blijft onder elke hoek in een tank hangen. De belasting door het manoeuvreren wordt ook lager na mate de laadarm beter gebalanceerd is.

6.5.1 SCHOTELVEER

J. De Jonge Flowsystems heeft een veer ontworpen deze veer behaalt zijn veerkracht doormiddel van schotelveren. De veerconstante en de veerweg zijn te beïnvloeden door het variëren van het aantal schotelveren. De schotelveren hebben vergeleken met andere veren een hoge veerconstante. Als nadeel hebben de veren een veerconstante die niet over het gehele bereik constant is. De schotelveren typeren zich door een degressieve veerconstante, de veerconstante neemt af met een toenemende inverting. De schotelveren waarbij geldt, $h_0/t \leq 0,4$ hebben een lineaire veerconstante bij een veerweg tot en met $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$.^[03]



FIGUUR 6-5: BEMATING VAN EEN SCHOTELVEER

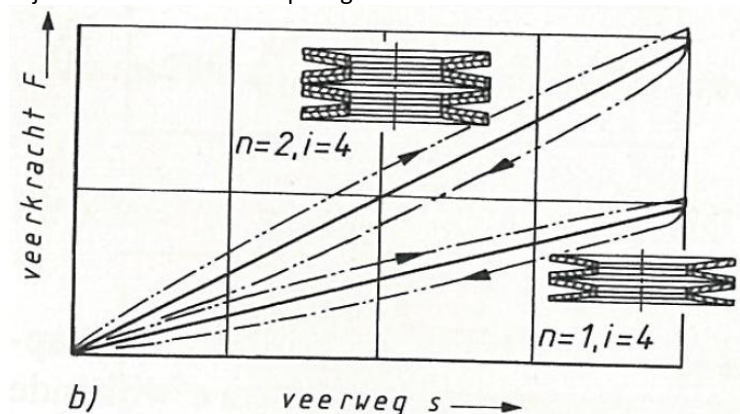
Door de schotels in serie te schakelen krijg het totale veerpakket een langer veerweg bij dezelfde kracht. Hierdoor is het mogelijk om de veerconstante te verlagen. De volgende formule kan worden beschouwd worden voor de vervangingswaarde van de veerconstante voor serie geschakelde veren:^[05]

$$\frac{1}{c_{tot}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}$$

Indien de veren een gelijke veerconstante hebben en de benodigde veerconstante is bekend dan kan het totaal benodigd aantal veren worden berekend met:

$$\frac{1}{\frac{1}{c} \cdot n} = c_{tot} \Rightarrow n = \frac{c}{c_{tot}}$$

De onderstaande grafiek zet de veerkracht uit tegenover de veerweg. In de grafiek is het verschil in veerconstante te zien bij twee verschillende stapelingen van de schotelveren.^[03]



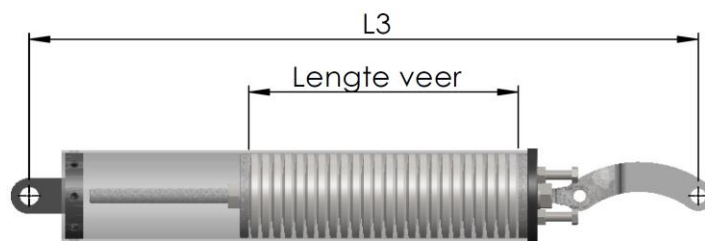
FIGUUR 6-6: VEERKRACHT UITGEZET TEGENOVER DE VEERWEG VAN EEN SCHOTELVEER

De bijbehorende formules voor de totale veerkracht, de totale veerweg, de pakkethoogte in belaste en in onbelaste staat en de veerlengte volgen in de onderstaande tabel.

Totale veerkracht	$F_{tot} = n \cdot F$
Totale veerweg	$s_{tot} = i \cdot s$
Pakkethoogte onbelast	$L_0 = i \cdot (h_0 + n \cdot t)$
Pakkethoogte belast	$L = i \cdot (h_0) + n \cdot t - s$
Veerlengte L_3	$L_3 = L'_3 + i \cdot (h_0) + n \cdot t - s$

TABEL 6-3: FORMULES BETREFFENDE VEERBEREKENINGEN

De door J. de Jonge Flowsystems ontwikkelde veer heeft de onderstaande vorm. De veer heeft een minimale lengte van $L'_3 = 1072mm$. De maximale lengte van een onbelaste veer bedraagt 651.5mm.



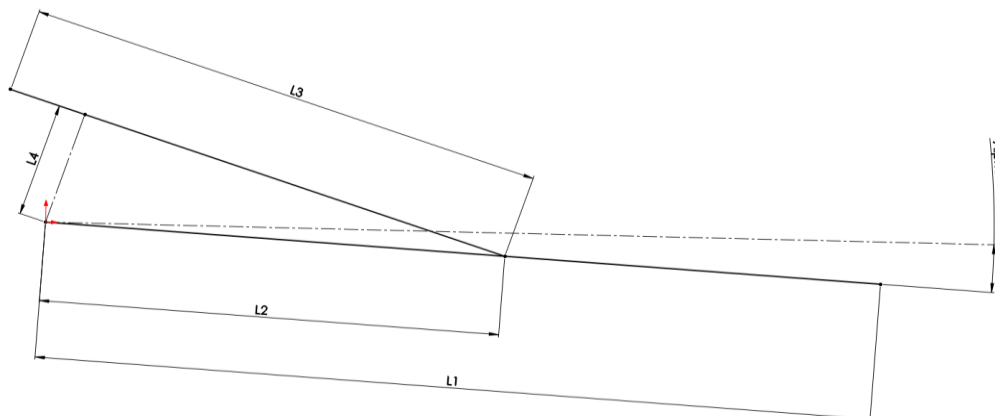
FIGUUR 6-7: HUIDIGE FLOW BALANCER

6.5.2 HET VEERSYSTEEM NADER BEKEKEN

Voor een juist balans moet de som van alle momenten om het draaipunt gelijk zijn. Dit principe moet gelden in elke stand van +20 tot -20 graden.

$$M_{arm} = M_{veer}$$

Het balanssysteem is als volgt systematisch weer te geven.



FIGUUR 6-8: SCHEMATISCHE WEERGAVE VAN HET VEERSYSTEEM

- L1= Lengte van de arm
- L2= Afstand van draaipunt tot aangrijpingspunt van de veer
- L3= Lengte van de veer
- L4= Effectieve arm

Een moment is een kracht vermenigvuldigt met een arm. De volgende vergelijking ontstaat wanneer de vergelijking voor het moment wordt uitgeschreven.

$$\begin{aligned}M_{arm} &= M_{veerbalans} \\F_{z,arm} \cdot L_{cog,arm} \cdot \cos \alpha &= F_v \cdot L_4 \\F_{z,arm} \cdot L_{cog,arm} \cdot \cos \alpha &= s \cdot c \cdot L_2 \cdot \sin \varphi_3\end{aligned}$$

Waarbij;

φ_3 = De hoek tussen de veerbalans en de pijp.

Het standaardiseren van het balanssysteem is een belangrijk onderdeel voor het standaardisatieproces van de TLA's. Het moment om het draaipunt is afhankelijk van de afmetingen en het gewicht van de hoofdonderdelen en de accessoires. De waarde van M_{arm} is maximaal wanneer de arm horizontaal ligt. Onder een hoek van hoek α van +20° en -20° is de waarde voor M_{arm} het laagst.

De $M_{veerbalans}$ wordt bepaald door de veerkracht en de lengte van de effectieve arm. Bij een grotere lengte van de effectieve arm neemt de veerkracht af en is er een afname van de veerweg. De veerkracht vermenigvuldigt met de effectieve arm, moet de cos van -20° en +20° vermenigvuldigt met het moment van de arm beschrijven.

Om het veersysteem te standaardiseren moet het systeem instelbaar gemaakt worden. Eerder is behandeld dat de veerconstante door het toevoegen of verwijderen van schotels te beïnvloeden is. Ook door het variëren van de dikte en de diameter van de schotels is de veerconstante te beïnvloeden. Daarnaast is de effectieve arm, L_4 , van groot belang voor het door het veersysteem geleverd moment. Waar de veerconstante alleen in trapsgewijs is aan te passen, is het verstandig om de instelling van de effectieve arm traploos instelbaar te maken. Hierdoor is de uiteindelijke balans van een TLA beter te realiseren. Voor het instellen van de effectieve arm zijn concepten bedacht, deze zijn terug te vinden in bijlage P.

Naast de instelling voor de effectieve arm moet de voorspanning ook ingesteld kunnen worden. In de huidige situatie wordt de veerbalans met een grote bout globaal voorgespannen. Vervolgens wordt er met 4 bouten de voorspanning van de veer fijner geregeld.

In bijlage M is een rekenschema te vinden om de benodigde veerkracht te berekenen. Doormiddel van de benodigde veerkracht is de keuze voor het type schotelveer te maken aan de hand van de veerkracht voor een schotelveer bij $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$. De maximale veerkracht van de veer wordt bepaald door de sterkte van de bocht.

Voor het standaardisatieproces is het noodzakelijk om te bepalen wat de maximale waarde en de minimale waarde is van het moment om het draaipunt. Wanneer deze waarden bekend zijn kan een conclusie gemaakt worden voor het standaardisatieproces van de veerbalans.

In bijlage M is een rekensheet voor de berekening van de veerkracht weergegeven, de veerkracht is weergegeven voor hoeken ten opzichte van de horizontaal. In de sheet kan verschillende waarden aangepast worden. De belangrijkste waarde om aan te passen is de hoek tussen veer en de arm in horizontale positie. De grootte van de effectieve arm is hiermee in te stellen. Het aanpassen van de hoek heeft twee belangrijke gevolgen. Ten eerste het verkleinen van de hoek zorgt vooreen verhoging van de maximale veerkracht. Ten tweede zorgt het voor een verlaging van de veerweg. Kortom de hoekverkleining zorgt voor een hogere veerconstante. Een hogere veerconstante betekent minder schotels.

Nadeel van het verkleinen van de hoek is de invloed op de lineariteit van de benodigde veerkracht. Bij een verkleining van de hoek wordt de benodigde veerconstante minder constant. De wrijving die heerst, zorgt ervoor dat de TLA niet perfect gebalanceerd hoeft te zijn. De wrijvingskracht compenseert voor een gedeelte de afwijking voor de benodigde veerkracht.

Uit verschillende berekeningen en gegevens over de beschikbare schotels is naar voor gekomen dat het mogelijk is om te kiezen voor schotels met een kleinere diameter. De huidige schotels hebben een diameter van 140mm. De keuze in de categorie van schotels met een diameter van 140 mm is beperkt. Daarbij voldoet maar 1 type van de gemakkelijk verkrijgbare schotelveren aan $h_0/t \leq 0,4$.^[13] De keuze voor de geschikte schotelveer kan gemaakt worden aan de hand van de maximaal benodigde veerkracht. De totale veerweg kan behaald worden door het toevoegen van schotels, zie formule voor de totale veerweg. Het toevoegen van schotels is gelimiteerd, de totale hoogte van een onbelast veerpakket mag niet groter zijn dan 651.5 mm. In de bijlagen is een voorbeeld van een veerberekening weergegeven, in dit voorbeeld word een TLA gebalanceerd met een M_{arm} van 3 kNm. In dit voorbeeld is een het mogelijk om gebruik te maken van schotelveren met een diameter van 60 mm. Bij deze berekening is aangenomen dan de gebalanceerde arm een hoek kan maken van +15° tot -15° graden. Bij grotere hoeken zal de veerweg langer worden, in dit voorbeeld zal de onbelaste pakkethoogte te groot worden. Het probleem is op te lossen door de effectieve arm kleiner te maken, het nadeel hiervan is een slechter lineair verloop van de benodigde veerkracht.

6.6 MATERIAALGEBRUIK EN LASVERBINDINGEN

Het materiaalgebruik van de laadarm is afhankelijk van het product wat verladen moet worden. De chemische samenstelling van het product maar ook de druk en temperatuur is bepalend voor de materiaalkeuze. Het materiaal wordt indirect of direct bepaald door de opdrachtgever. De opdrachtgever bepaald ook vaak de specificaties waar aan het materiaal moet voldoen. De opdrachtgevers kunnen gebruik maken van verschillende normeringen voor het materiaal. Hiermee worden de fysische eigenschappen van het materiaal vastgelegd.

Voor het ontwerpen en berekenen van de standaardisatieproces laadarm is het noodzakelijk om een uitgangsmateriaal te hebben. De meest voorkomende materialen die gebruikt worden voor het leidingwerk van de laadarm zijn:

- Staal met een laag koolstofgehalte
- Roestvast staal

De OCIMF de organisatie die normeringen publiceert voor marine laadarmen, schrijft ook een norm voor het koolstofgehalte van staal. Het koolstofgehalte mag niet hoger zijn dan 0,23%.^[16] Deze eis is vooral gesteld voor de lasbaarheid van het staal. Door het lage koolstofgehalte is het materiaal beter lasbaar. Dit komt ten goede voor de sterkte van de laadarm. De lasverbindingen moeten voldoen aan "Section IX ASME Code of ASME B31.3". De OCIMF stelt ook eisen aan de taaiheid van het materiaal. Bij de minimale ontwerp temperatuur moet het staal een minimale kerfslagwaarde hebben van 27 Joule. De staalsoorten die volgens de norm NEN-EN 10028-3 de vorm hebben van P...NL2, hebben volgens de norm bij een temperatuur van -50° een kerfslagwaarde van 27 Joule. Staalsoorten in de vorm van P...NL1 hebben bij -40° nog een kerfslagwaarde van 27 Joule.

Staal is er in veel verschillende chemische samenstellingen. Hieronder zijn veel gebruikte staalsoorten in een tabel weergegeven. Naast materialen met een EN-norm zijn er materialen volgens andere normeringen. In de tabel zijn er alternatieven materialen gezocht voor materialen met een EN-norm.^[10]

	Aanduiding			Alternatief materiaal		Rekgrens (MPa)	Opmerking
	Norm	Benaming	Mat.nummer	Norm	Benaming		
Pijpen	EN10028-2	P265GH	1.0425	ASTM	A106 gr.B	265, t<16	Voor normale temp.
	EN10028-3	P275NL2	1.1104	ASTM	A333 gr.6	275, t<16	Voor extra lage temp
*Geometrische norm: ASME B36.10/ DIN 2448							
Bochten	EN10028-2	P265GH	1.0425	ASTM	A234	265, t<16	Voor normale temp.
	EN10028-3	P275NL2	1.1104	ASTM	A420	275, t<16	Voor extra lage temp
*Geometrische norm: ASME B16.28/ DIN 2605 / DIN 2606							
Flenzen	EN10028-2	P265GH	1.0425	ASTM	A105	265, t<16	Voor normale temp.
	EN10028-3	P275NL2	1.1104	ASTM	A420	275, t<16	Voor extra lage temp
*Geometrische norm: ASME B16.5/ DIN 2631 tot en met DIN 2636							
Roestvast	EN 10088	X2CrNiMo17-12-2	1.4404	AISI	316L	220	Goede resistentie
	EN 10088	X2CrNiMo17-11-2	1.4306/1.4307	AISI	304L	220	Normale resistentie

TABEL 6-4: EIGENSCHAPPEN VAN VEEL GEBRUIKTE STAALSOORTEN EN ALTERNATIEVE STAALSOORTEN

De tabel is onderverdeeld voor de materialen van de hoofdonderdelen. De geometrische vorm van de hoofdonderdelen worden beschreven door de normen ASME en DIN. De ASME norm legt de nominale buitendiameter vast. De wanddikte is afhankelijk van de Schedule, hiermee wordt ook de nominale binnendiameter vastgelegd. De DIN beschrijft de geometrische vorm door DN nummers. Een pijp met een nominale diameter volgens de DIN norm met als beschrijving DN100 komt ongeveer overeen een 4" pijp volgens de ASME norm. In bijlage D is een tabel weergegeven die de vergelijking maakt tussen de ASME en de DIN norm.

Een belangrijke eigenschap van materialen is het kruipgedrag. Bij kruip wordt de vervorming uitgezet tegen tijd. Kruip is afhankelijk van de grootte van de belasting en het materiaaltemperatuur. Bij 0.4 * smeltpunt van het materiaal is kruip van een noemenswaardig belang. Zolang de temperatuur onder de 0.4*smeltpunt bevindt, hoeft er geen rekening gehouden worden met de gevolgen van kruip. Ter informatie is het smeltpunt van staal circa 1500C. Bij een ontwerp temperatuur van 0.4*1500=600C moet er rekening gehouden worden met het kruipgedrag.

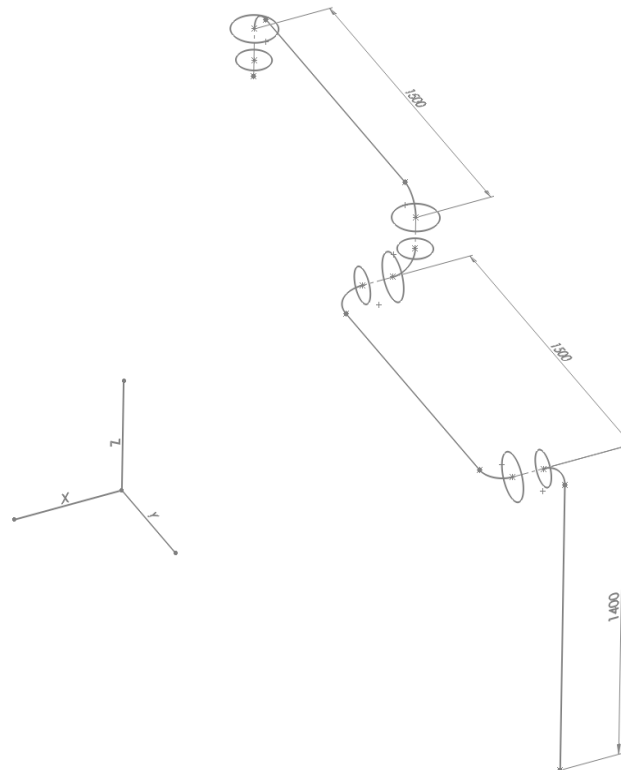
De temperatuur heeft invloed op de rekgrens, de norm EN10028-2 schrijft de minimale waarden voor de $R_{p0,2}$ bij een temperatuur voor. Bij een temperatuur van boven de 100°C heeft het staal P265GH met een wanddikte van minder dan 16mm een rekgrens van 241MPa. De waarde voor de rekgrens bij 50°C bedraagt voor het zelfde materiaal 265MPa. Een verhoging van de temperatuur heeft als gevolg verlaging van de rekgrens.

De TLA kan geconstrueerd worden met de keuze van nog niet vernoemde materialen. De mogelijk materialen zijn in weergegeven in bijlage E. De keuze van het materiaal hangt af van de te verladen product. Daarnaast is de materiaalkeuze voor een pakking. De keuze voor een pakking is tevens afhankelijk van het te verladen product.

7 STERKTEBEREKENING

De sterkteberekening van de laadarmen worden nader bekeken, de sterkteberekeningen worden in het belang van het onderzoek algemeen benaderd. De beoordeling van de verschillende configuraties komen aanbod, maar ook de mogelijke belastingen, de belastingstanden en de ontwerpspanningen. Vervolgens worden de sterkte van de hoofdonderdelen vergeleken met elkaar. Nadat de sterkte van de hoofdonderdelen bekend zijn, worden verschillende massa's behandeld. Met behulp van de massa's en de sterkte van de hoofdonderdelen wordt er een algemene momentberekening uitgevoerd.

7.1 BEOORDELEN VAN EEN CONFIGURATIE VAN DE LAADARM



FIGUUR 7-1: OVERZICHTSTEKENING BOVENLAADARM (TL OPBOUW; 11-32-20)

Hierboven is een vereenvoudigde tekening van een lange bovenlaadarm weergegeven, de bovenlaadarm is uitgevoerd met 4 Flow Joints. Een grote en een kleine cirkel geeft in deze tekening de ligging van een Flow Joint weer. Deze tekening moet de vereiste gegevens bevatten voor beoordeling van de laadarmen.

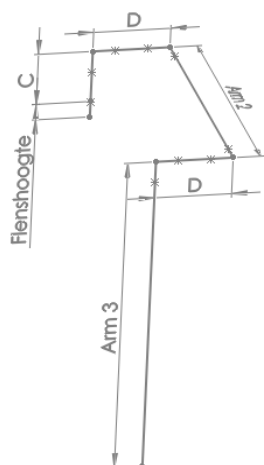
Deze tekening zal een verduidelijking moeten geven over de samenstelling van de laadarm. Op de tekening is het mogelijk om een overzicht te krijgen over de dimensies van de laadarm. De maatvoering kan gemakkelijk worden weergegeven in de tekening. Tevens kan er aangegeven worden wel maatvoering er wordt gehanteerd voor de verschillende onderdelen. De coördinaten van alle punten in de tekening zullen vastgelegd worden, vanuit deze coördinaten kunnen er berekeningen gedaan worden naar de momentkrachten in verschillende punten van het leidingwerk.

Dit overzicht zal het rekenwerk vereenvoudigen. Dit komt mede doordat op de tekening alleen de middellijn van het leidingwerk staat weergegeven. De cilindrische vorm van de pijpen heeft als groot voordeel dat de toelaatbare spanning in alle richtingen gelijk zijn. Door dit gegeven mag er gerekend worden met als basis de middellijn van het leidingwerk.

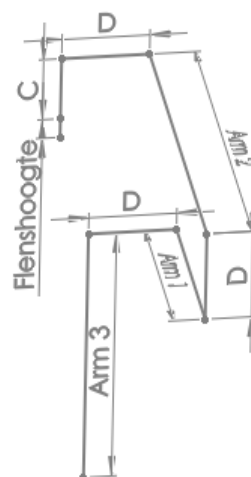
In tekening is een assenstelsel gedefinieerd. Dit assenstelsel geldt voor alle configuraties van de TLA's. In het vervolg van het verslag is dit assenstelsel aangehouden.

7.1.1 VEREENVOUDIGDE TEKENINGEN TOEGEPAST OP DE CONFIGURATIES

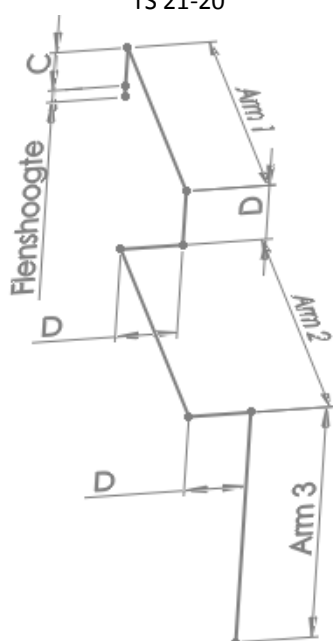
Vereenvoudigde tekeningen geven meer inzicht over de opbouw van de naakte arm. In de onderstaande tekeningen zijn niet de extra onderdelen zoals afsluiters, ondersteuning en balanssystemen vermeld. In combinatie met de afmetingen van de armen en die van de Bocht Flow-Joints combinatie geven de tekeningen inzicht over de dimensies van een arm. De weergegeven tekeningen kunnen gezien worden als leidraad. Met andere bocht en Flow Joint combinaties zijn de richtingen van de bochten afwijkend ten opzichte van de tekeningen.



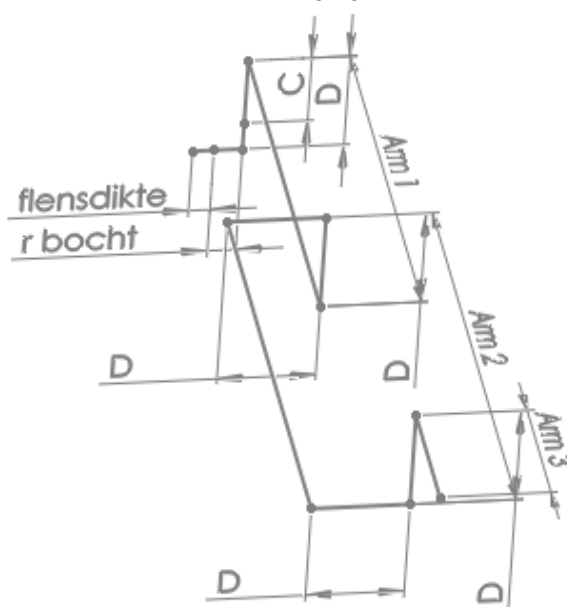
TS 21-20



TM 21-20-20



TL 11-32-20



BL 11-31-31

TABEL 7-1: SCHEMATISCHE WEERGAVEN VAN DE VERSCHILLENDE TLA'S

Met behulp van de vereenvoudigde tekening kunnen de coördinaten van de hoekpunten bepaald worden.

7.2 BELASTINGEN

De volgende stap is om de mogelijke belastingen vast te stellen. De combinatie tussen de belastingen en de belastingstand waarin de belasting voorkomt bepaald de resulterende spanningen in het materiaal.

Voor een goed ontwerp van de nieuwe laadarmen is het van belang dat er onderzoek gedaan wordt naar de mogelijk optredende belastingen. Wanneer deze belastingen in kaart zijn gebracht kan met behulp van de gegevens over de belastingen de laadarm geconstrueerd worden.

De optredende belastingen zullen niet alleen de belastingen door eigen gewicht omvatten. Zo zijn er nog andere belastingen waar rekening mee gehouden moeten worden. Deze belastingen zullen belastingen door eigen gewicht zijn maar bijvoorbeeld ook traagheidsbelastingen, weersbelastingen en belastingen die ontstaan door het gebruik van het product. In het onderstaande overzicht zijn mogelijk optredende belastingen weergegeven.

Ook is het van belang om te bepalen hoe vaak deze belastingen zullen optreden tijdens de levenscyclus van het product. Zo kan het product worden ingedeeld in een gebruiksklasse. Deze gebruiksklasse beschrijft het aantal belastingscycli. Hoe meer van deze cyclussen er optreden hoe hoger het materiaal op vermoeiing wordt belast.

7.2.1 OVERZICHT VAN DE BELASTINGEN

Individuele belastingen		
Referentie	Omschrijving	Symbool
Zie bijlage	Gewicht van de eigen massa van de binnenarm	$DL_{inboard}$
	Gewicht van de eigen massa van de buitenarm	$DL_{outboard}$
	Gewicht van de eigenmassa van de koppelarm	$DL_{coupler}$
	Gewicht van product in leiding	FL
	Gewicht van isolatie	$DL_{insulation}$
	Gewicht van de veerbox	$DL_{Flowbalancer}$
	Belasten door erop te hangen	$DL_{External}$
	Krachten veroorzaakt door de balanssysteem	$F_{Flowbalancer}$
	Interne druk	PL
	Traagheidskrachten	$\vec{F}$
	• Rotatie van de laadarm	$\vec{F}_{Rotation}$
	• Bewegen in hoogte	$\vec{F}_{elevation}$
	• Aansluiten van de laadarm	$\vec{F}_{coupling}$
	Weersinvloeden	
	• Wind	WL_{normal}
	• Storm	WL_{storm}
	• Temperatuurverschil t.o.v. het product	TL
	• Gewicht van ijsvorming	DL_{ice}

TABEL 7-2: INDIVIDUELE BELASTINGEN

In de bijlage G worden de belastingen nader behandeld.

7.2.2 Belastingsstanden

Er zal vastgesteld moeten worden in welke stand de laadarm zich kan bevinden tijdens de mogelijk optredende belastingen. Bij het bepalen van deze standen is uitgegaan van een TLA die geschikt is voor onderverlading. De TLA beschikt over 3 armen en heeft 5 draaipunten. Dit is het maximaal aantal draaipunten voor een TLA, hierdoor kan de arm in de meest ongunstige positie gebracht worden. De optredende spanningen zullen hierdoor hoger zijn en in meerdere richtingen optreden.

De combinatie van verschillende belastingen veroorzaakt in verschillende spanningen in het materiaal. De richtingen van de spanningen kunnen ongunstig uitvallen, hoge spanningsconcentraties zijn het gevolg. Bij de constructie van de laadarm moet er rekening gehouden worden met de hoogste spanningsconcentraties. In de ontwerpfase van het product moet uitgegaan worden van de meest ongunstig vorm van alle belastingcombinaties. Enkele belastingen zullen ook de ander belasting uitsluiten.

Voor de TLA die geschikt is voor de onderverlading zijn 3 belastingstanden gedefinieerd. Meer belastingstanden zijn er mogelijk.

7.2.2.1 BELASTINGSTAND A

Deze stand treedt op wanneer de gehele arm zich in gestrekte positie bevindt. De eerste bocht van de laadarm heeft op deze manier het hoogste moment om de x-as. Dit komt door de stand van de arm, de arm heeft in gestrekte positie de langste arm. De richting van de arm wordt hierbij aangenomen dat die in de y-richting bevindt.



FIGUUR 7-2: BELASTINGSTAND A

7.2.2.2 BELASTINGSTAND B

Bij deze stand bevinden de eerste arm en de tweede arm onder een hoek van 90 graden. Hierdoor zal er moment ontstaan om de x-as maar ook om y-as. Een moment om de y-as betekent dat er een torsie moment ontstaat in het eerste gedeelte van de arm.



FIGUUR 7-3: BELASTINGSTAND B

7.2.2.3 BELASTINGSTAND C

In deze stand is de laadarm ingeklapt en wordt niet gebruikt. De optredende momenten zullen niet hoger zijn dan in belastingstand 1 en 2. Wel is er sprake van een wisseling van de spanning, de wisseling van de spanning treedt op bij het manoeuvreren van de laadarm vanuit belastingstand A naar belastingstand C.



FIGUUR 7-4: BELASTINGSTAND C

7.3 ONTWERPSPANNINGEN

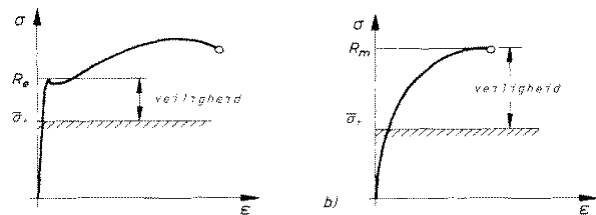
Door het belasten van een materiaal treden er spanningen op in het materiaal. De optredende spanningen kunnen grote pieken bevatten. De spanning in het materiaal mag onder geen enkele voorwaarde hoger zijn dan de treksterkte van het materiaal. Naast de mechanische eigenschap treksterkte hebben de toegepaste materialen nog een andere eigenschap, de rekgrens. Bij deze grens gaat het elastisch gebied over naar het plastisch gebied. Wanneer de spanning de waarde van de rekgrens overschrijdt ontstaan er blijvende vervormingen.

Bij het construeren wordt er gebruikt gemaakt van een veiligheidsfactor. Deze factor zorgt voor een marge. De marge is bedoeld voor incomplete spanning- en belastingberekeningen. Door het belasten van een materiaal treedt er vermoeïng op. Bij het vaststellen van de grootte van de veiligheidsfactor wordt er rekening gehouden met de vermoeïng.

Er zijn verschillende manieren ontwikkeld om de hoogte van de veiligheidsfactor vast te stellen. Naast dat er een verschil bestaat in het bepalen van de veiligheidsfactor, bestaat er ook een verschil in het toepassen van de veiligheidsfactor. Zo kan de veiligheidsfactor worden toegepast op de belastingen of op de spanningen. De verschillen in het bepalen en toepassen van de veiligheidsfactor zal behandeld worden.

7.3.1 ALGEMEEN

Vaak wordt de ontwerpspanning bepaald door de rekgrens te delen door een veiligheidsfactor. Bij het bepalen van de hoogte van de veiligheidsfactor wordt onderscheid gemaakt tussen een taai en een bros materiaal. Dit verschil is weergegeven in figuur 7-5 De TLA's worden geconstrueerd met gebruik van ductiele staalsoorten. Methode om de toelaatbare spanningen voor ductiele staalsoorten te bepalen is hieronder weergegeven in een tabel.^[03]



FIGUUR 7-5: VEILIGHEIDSFACITOR AFHANKELIJK VAN TAAIHEID VAN STAAL^[03]

Belastingssoort	Ductiel materiaal
Trek	$\bar{\sigma}_t = \frac{R_e (R_{p0.2})}{S_{\min}}$
Druk	$\bar{\sigma}_d \approx \bar{\sigma}_t$
Buiging	$\bar{\sigma}_b \approx \bar{\sigma}_t$
Afschuiving	$\bar{\tau}_a \approx 0,8 \cdot \bar{\sigma}_t$
Torsie	$\bar{\tau}_t \approx 0,65 \cdot \bar{\sigma}_t$

TABEL 7-3: TOELAATBARE SPANNINGEN BIJ STATISCHE BELASTING VOOR GLOBALE BEREKENINGEN

7.3.2 OCIMF

In de design and Construction specification for marine loading arms van de OCIMF, wordt er een basisspanning berekend. De waarde is de laagste van de volgende berekeningen.^[16]

$$\sigma_{sd1} = R_e / 1.5$$

$$\sigma_{sd2} = R_m / 2.35$$

De treksterkte en de rekgrens moeten worden bepaald uit de ASME B31.3. Na het bepalen van de σ_{sd} wordt deze vermenigvuldigd met een waarde K. De waarde K is afhankelijk van de belasting combinatie, de waarde voor K is te bepalen uit de tabel die in bijlage C is weergegeven. De case nummers 7 en 8 zijn alleen van toepassing wanneer er een wegbrekkoppeling is toegepast.

7.3.3 NEN 2018 / NEN 2019

De normen NEN 2018 en NEN 2019 richt zich op de constructie van hijskranen. Als de laadarm beschouwd wordt als een hijskraan, dan is het mogelijk de norm toe te passen. Kranen worden in kraangroepen verdeeld. In welke groep een kraan wordt ingedeeld is afhankelijk van enkele factoren. Deze factoren zijn gebaseerd op de belastingen, naar aantal verwachte lastspelen gedurende de totale effectieve gebruiksduur en naar de variatie en de grootte van het lastspelen.

Afhankelijk van de kraangroep worden de verschillende belastingen combinaties vermenigvuldigd met een factor. Bij deze methode worden de belastingen vermenigvuldigd met een factor en niet de spanning gedeeld door een veiligheidsfactor.

7.3.4 REGELS VOOR TOESTELLEN ONDER DRUK

De methode voor het berekenen van de ontwerpspanning lijkt sterk op de methode van de OCIMF. Allereerst wordt er een basis ontwerpspanning bepaald. Bij regels voor toestellen onder druk wordt deze spanning de ontwerpspanning f genoemd. De waarde f is de laagste waarde van de volgende berekeningen.

$$f = 0.67R_e$$

$$f = 0.44R_m$$

Vervolgens moet in elk punt van het leidingstelsel voldaan zijn aan:

$$\sigma_1 \leq f$$

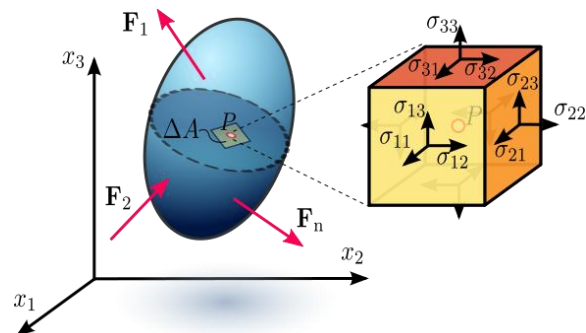
$$\sigma_2 \leq 1.2f$$

σ_1 = De ontwerpspanning in de pijp door druk, gewichtskrachten en andere evenwichtsbelastingen, behalve wind

σ_2 = De ontwerpspanning in de pijp door de bovengenoemde belastingen plus de belasting door de wind.

7.3.5 VERGELIJKSPANNING

De spanningen die op een stukje materiaal werkt zullen niet in één richting werken. De spanning zal in drie verschillende richtingen optreden. Cirkel van Mohr geeft in een grafisch diagram de mechanische spanningstoestand weer. Wanneer er sprake is van twee spanningsrichtingen, een normaalspanning en een schuifspanning, dan is een cirkel de vorm van het diagram. Als er sprake is van drie dimensies kan de spanning worden weergegeven als een ellipsoïde.



FIGUUR 7-6: MOGELIJKE SPANNINGSRICHTINGEN IN HET MATERIAAL

Volgens de methode van von Mises zijn de drie spanningsrichtingen zijn te herschrijven naar een vervanging spanning. Dit kan volgens de formule:^[07]

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)]}$$

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

7.3.6 CONCLUSIE VAN DE ONTWERPSPANNING

De methode volgens de OCMIF en de methode volgens regels voor toestellen onder druk lijken sterk op elkaar. Voor het bepalen van, f en σ_{sd} , wordt vrijwel dezelfde methode toegepast. De verkregen waarden voor de basis van de ontwerpspanning zijn bijna gelijk aan elkaar, zo is $R_e/1.5 \approx 0.67R_e(g_m)$ en $R_m/2.35 \approx 0.44R_m$. Alleen de factor om de ontwerpspanning te berekenen verschilt sterk. De regels voor toestellen onder druk beschrijft 2 cases in tegenstelling tot de OCMIF die 10 cases beschrijft. Dit komt doordat de regels voor toestellen onder druk in principe geldt voor statische constructie's. Het OCMIF is gericht op marine laadarmen, deze zijn wel dynamisch en heeft onder andere hierdoor meer cases.

Evenals marine laadarm zijn de truck en train laadarmen ook dynamisch. De ontwerpregels voor de MLA's worden ook toegepast voor het ontwerp van de TLA's. In combinatie met de verschillende belastingstanden is de volgende tabel ontstaan.

Case	Belastingstand	Stand	Belasting combinatie	Ontwerpspanning K x Sd
1	C	Opgeborgen	$DL + WL_s$	1.2 Sd
3	A,B,C	Manoeuvreren	$DL + WL_o$	0.9 Sd
5			$DL + FL + PL + WL_o$	0.8 Sd
5	A,B	Aangesloten	$DL + FL + PL + WL_o$	0.8 Sd
6			$DL + FL + PL + WL_o + TL$	1.5 Sd
8	A,B	wegbreken	$DL + FL + PL + WL_o$	1.1 Sd

TABEL 7-4: ONTWERPSPANNINGEN BIJ VERSCHILLENDE BELASTINGCOMBINATIES VOOR EEN TLA

DL = Belasting door ledig gewicht

FL = Belasting door product gewicht

PL = Belasting door de ontwerpdruk

TL = Thermische belasting

WL_o = Wind last in bedrijfsmodus

WL_s = Wind last in de opgeborgen stand

Overigens kan er opgemerkt worden dat het aantal lastcycli laag ligt. De laadarm wordt niet vaak gebruikt en valt in de NEN 2018 in een lage gebruiksklasse. Naast de het lage aantal van de lastcycli kan er opgemerkt worden dan de belastingssnelheid ook laag ligt. De versnelling van een TLA ligt niet hoog.

7.3.7 STERKTE- EN STIJFHEIDBEREKENINGEN

Warmte-uitzetting, belastingen, verplaatsingen en belemmeringen moeten voor het hele leidingstelsel samenhangend beschouwd worden. In de vorm van een berekend of gemeten verband tussen verplaatsingen en krachten. Dit laatste gebeurt veelal in de vorm van een flexibiliteits- of stijfheidmatrix. Op de markt zijn verschillende pakketten uitgebracht die via de eindige elementen methode complexe modellen kunnen doorrekenen. Een berekening via deze methode moet wel geverifieerd worden, door de complexiteit van de berekeningen is er kans op een foutieve berekening.

7.4 STERKTEBEREKENINGEN VAN DE HOOFDONDERDELEN

De basis van een laadarm bestaat uit bochten pijpen en Flow Joints. Daarnaast zijn andere onderdelen noodzakelijk voor de juiste werking van de laadarm. Afsluiters, koppelingen, flensen en een balanssysteem zijn onderdelen die bevestigd worden op of aan de laadarm.

Het ideaal beeld zal zijn dat de extra onderdelen, die noodzakelijk zijn voor de werking van de laadarm, gedragen worden door de basis van de laadarm. De basis van de laadarmen worden de hoofdonderdelen van de laadarm genoemd. De berekeningen zullen duidelijk moeten maken waar op gelet moet worden bij het standaardiseren van de laadarm. Het doel is om te bepalen welke belastingen de basis van de laadarm aan kan. Dit kan afgeleid worden door te bepalen wat de grootte is van de spanningen die de belastingen veroorzaken. De spanningen zullen niet in dezelfde richting werken. De belangrijkste spanningsrichtingen zijn tangential in de omtrekriching en normaal in de langsrichting.

De belastingsoorten buiging en torsie zullen maatgevende spanningen veroorzaken. Dit komt doordat de zwaartekracht de grootste kracht is die op de TLA werkt. De lengte van de laadarm, in combinatie met zwaartekracht en de traagheidskrachten zal resulteren in een moment om de x-as en om de y-as.

De hoofdonderdelen worden in dit onderzoek berekend volgens de afmetingen die zijn vastgelegd door in de norm ASME. De berekeningen worden gedaan aan de hand van genormaliseerde afmetingen voor de Schedules van de 4". Andere afmetingen zal gemakkelijk doorberekend kunnen worden op dezelfde rekenmethode. De wanddikte die gegeven zijn richtwaarden voor de wanddikte. De pijp zal mede door weersinvloeden gaan corroderen. Dit heeft een gevolg voor de wanddikte en de sterkte. Niet alleen zorgt corrosie voor een verschil in wanddikte, bij de fabricage van de pijpen kan niet een waarde voor de wanddikte gegarandeerd worden. Een roestvaste staal ondervindt verwaarloosbare corrosie. Bij deze staalsoorten hoeft er geen rekening gehouden te worden met een corrosie toeslag. Formule voor de werkelijke wanddikte:^[04]

$$t_w = t - C_1 - C_2$$

C_1 Fabricage toeslag,

- Voor naadloze stalen buizen: 9% tot 15%, afhankelijk van de buitendiameter en de nominale wanddikte.
- Voor gelaste stalen buizen: $3\text{mm} < t < 10\text{mm}$ $c=0.35\text{mm}$

C_2 Corrosie toeslag, tot 1mm, vervalt als er geen corrosie of slijtage wordt verwacht.

7.4.1 RECHT LEIDINGSTUKKEN

De pijpen hebben als hoofdfunctie het transporteren van vloeistof. Daarnaast zijn de pijpen onderdeel van de constructie, de pijpen hebben een dragende functie. Ten gevolge van de belastingen mogen de pijpen niet bezwijken. Niet alleen veroorzaken de belastingen spanningen in het materiaal daarnaast zal de pijp gaan doorbuigen.

De belangrijkste belastingsoort, buiging, veroorzaakt door een lineair moment zal zorgen voor buigspanning. De maximale spanning zit aan de buitenzijde van de pijp. De afstand van het hart van de pijp tot de buitenzijde van de pijp heeft de benaming e . De grootte van de buigspanning is te berekenen met:^[102]

$$\sigma = \frac{M \cdot e}{I} = \frac{M}{W_b}$$

De doorbuiging tengevolge van een lineair moment is te berekenen met de formule:^[112]

$$\delta = \frac{ML^2}{2EI}$$

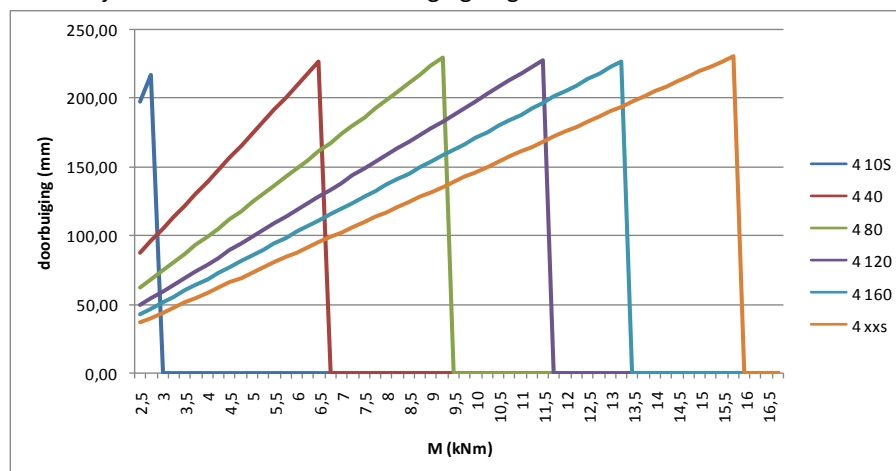
De doorbuiging van de pijp is sterk afhankelijk van de lengte van de pijp. Een pijp met een grote lengte heeft aan het uiteinde een grotere doorbuiging. De maximale doorbuiging van de pijp met een vaste lengte is niet afhankelijk van de Schedule van de pijp. Dit komt doordat de maximale toegestane spanning in het materiaal gelijk blijft. Dat de maximale doorbuiging gelijk is voor alle Schedules is te bewijzen door de formule voor de buigspanning te implementeren in de formule voor de doorbuiging. De volgende formule wordt verkregen:

$$\delta = \frac{ML^2}{2EI} \Rightarrow \frac{\frac{\sigma \cdot I}{e} L^2}{2EI} \Rightarrow \frac{\sigma \cdot I \cdot L^2}{2EI \cdot e} \Rightarrow \frac{\sigma \cdot L^2}{2 \cdot e \cdot E}$$

De I , het lineair traagheidsmoment valt weg in de vergelijking. De e is voor elke pijp Schedule gelijk. De I , het traagheidsmoment, is afhankelijk van de wanddikte. De maximale doorbuiging is door het wegvallen van de I niet afhankelijk van de wanddikte.^[102]

$$I = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D_i^4)$$

Wel is de doorbuiging afhankelijk van de spanning in het materiaal. Pijpen met een grotere wanddikte zullen bij een dezelfde belasting een lagere materiaalspanning vertonen. Hierdoor zal er bij een dezelfde belasting de pijp met een grotere wanddikte minder snel doorbuigen. Dit is grafisch weergegeven in de volgende grafiek, hierbij is aangenomen dat de pijp een lengte heeft van 6 meter. De grafiek is geen werkelijke weergave van de doorbuiging, in werkelijkheid is de maximale doorbuiging hoger.



FIGUUR 7-7: DOORBUIGING UITGEZET TEGENOVER HET MOMENT

De pijpen zullen ook op torsie belast worden. Vooral in de 2^e belastingstand zullen de laadarmen op torsie belast worden. De schuifspanning die hierdoor ontstaat is te berekenen met:

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J}$$

Alle benodigde gegevens over de pijpen zijn terug te vinden in bijlage L over de mechanische gegevens. De excelsheet, waar alle gegevens in vermeld zijn, is aanpasbaar. Waarden zoals de corrosietoets, treksterkte, soortelijke massa's en de veiligheidsfactor zijn aan te passen. De maximale waarden voor de momenten en de spanningen ten gevolge van een moment zijn de uitkomsten van de sheet.

7.4.2 BOCHTEN

De bochten in het leidingwerk is een kritisch onderdeel, de bochten worden door een hoog moment belast. In het volgende onderzoek zal onderzocht worden wat de maximale momentbelasting is voor een bocht. De bochten zullen niet alleen op een moment belast worden. De overige belastingen zullen ook voor spanningen in het materiaal zorgen. De maximale belasting op buiging zal hierdoor lager liggen.

Wanneer de bochten worden beschouwd als een curved beam, is het mogelijk om de curved-beam formula toe te passen. Deze ziet er als volgt uit.^[02]

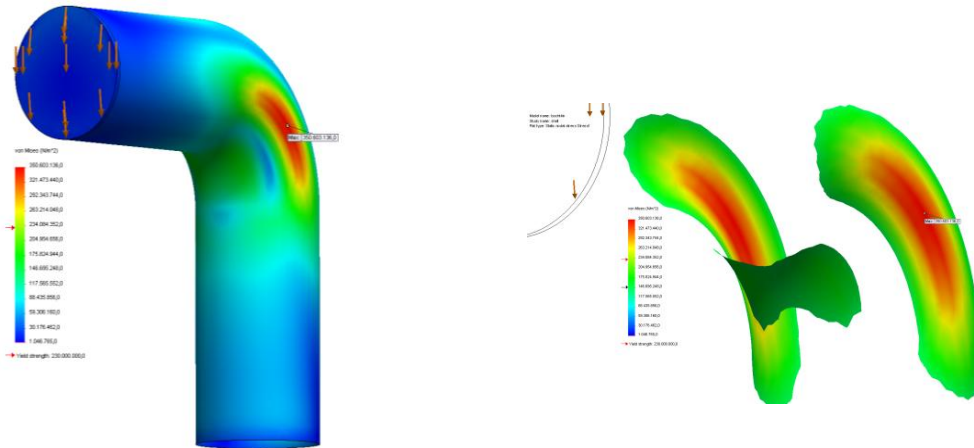
$$(\sigma_{\max})_t = \frac{M(R - r_A)}{A r_B (\bar{r} - R)}$$

$$(\sigma_{\max})_c = \frac{M(R - r_B)}{A r_B (\bar{r} - R)}$$

Bij deze methode wordt er aangenomen dat de spanning ten gevolge van een moment om de y-as het hoogst is aan de binnenzijde van de bocht, de "oksel". Uit het resultaat van de eindige elementen methode die uitgevoerd is in het programma Solidworks, bleek de maximale spanning niet in de oksel te zitten. Door een tweede orde effect, bleek de bocht een ovaal te vormen. De spanning zit hier door niet in de oksel van de bocht, maar op de plaats waar de meeste rek plaats vindt. Dit is aan linker en rechter buitenzijde van de bocht.

Een controle van de EEM moet bewijzen dat de simulatie klopt. Voor deze controle moeten er enkele uitgangspunten vastgesteld worden. Bij de berekening wordt uitgegaan dat de bocht gemaakt is van een roestvaststaal met het materiaal nummer 1.4404. Door het gebruik van dit materiaal hoeft er geen rekening gehouden te worden met een corrosietoets. De geometrische vorm is volgens de ASME code. De bocht een 4" met een Schedule 40. Met deze geometrische gegevens en het gegeven van een maximale ontwerpspanning van 147 MPa, geeft de curved beam methode een maximaal buigingsmoment van 5057 Nm. De uitwerking van de formule is in bijlage F te vinden.

Met dit moment om de y-as is er een simulatie uitgevoerd. De bocht is in het programma beschouwd als een Shell. Dit geeft een voordeel ten opzicht van de solidbody methode. De knooppunten in de Shell methode hebben verplaatsingen en verdraaiingen in drie richtingen, van een solidbody hebben de knooppunten alleen verplaatsingen.^[10] Wanneer er met dit moment een simulatie wordt uitgevoerd, krijgen we het volgende resultaat:



FIGUUR 7-8: WEERGAVEN VAN HET SPANNINGVERLOOP BIJ EEN MOMENT BELASTING VAN 5057NM

Op de rechter afbeelding is te zien dat er inderdaad een spanning van 147 MPa heerst aan de binnenzijde van de bocht. Maar dat een veel hogere spanning, 350MPa, zich in het materiaal aan de linker en rechter buitenzijde van de bocht bevindt. De simulatie klopt en er kan vastgesteld worden dat de aanname dat de maximale spanning in de “oksel” van de bocht niet klopt.

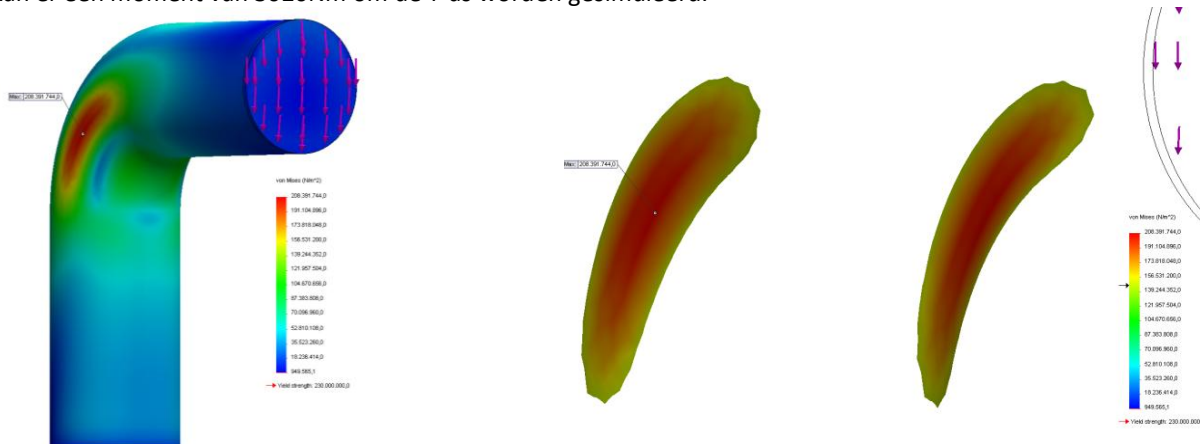
Regels voor toestellen onder druk hebben een andere methode om spanning in bochten te berekenen. Volgens het werkblad D1101 worden de bochten beschouwd als een rechte pijp. Om de spanning te berekenen wordt de belasting, het moment, vermenigvuldigd met een spanningsverhogingsfactor. De formule om de spanning uit te rekenen luidt als volgt:

$$\sigma = i \cdot \frac{\sqrt{M_{xe}^2 + M_{ye}^2 + M_{ze}^2}}{W}$$

Aangezien dat de invloed van een moment om de y-as onderzocht word is de formule te herschrijven naar:

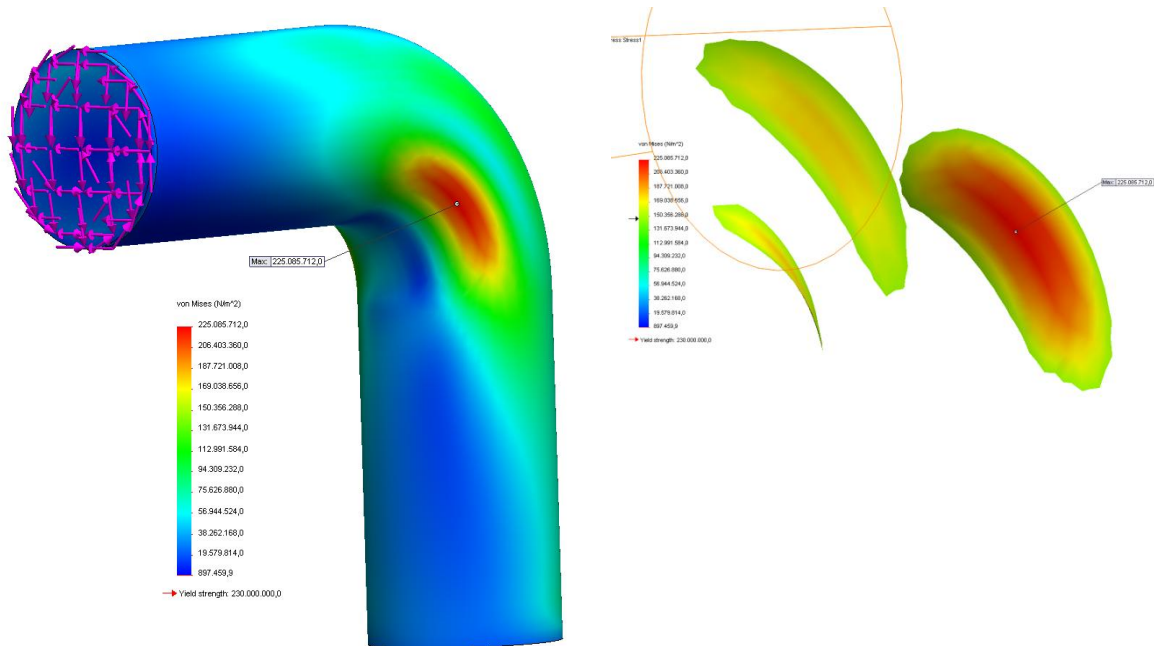
$$\sigma = i \cdot \frac{M_y}{W}$$

Met dezelfde uitgangspunten, geeft deze formule als resultaat een maximaal M_y van 3020Nm. De gebruikte formule is terug te vinden in de bijlage. Nu dat de simulatie gecontroleerd is door de curved beam methode, kan er een moment van 3020Nm om de Y-as worden gesimuleerd.



FIGUUR 7-9: WEERGAVEN VAN DE SPANNINGVERLOOP BIJ EEN MOMENTBELASTING VAN 3020NM

Volgens Solidworks geeft dit een maximale spanning van 208 MPa. Dit is ver boven de verwachte 147 MPa waarop het moment is gebaseerd. De formule van regels voor toestellen onder druk houdt rekening dat momenten om drie assen kunnen werken. Immers er wordt gerekend met $\sqrt{M_{xe}^2 + M_{ye}^2 + M_{ze}^2}$. Wanneer het moment gelijk verdeeld wordt over de drie assen ontstaat er de volgende simulatie.



FIGUUR 7-10: WEERGAVEN VAN HET SPANNINGSVERLOOP BIJ EEN VERDEELDE MOMENTBELASTING VAN 3020NM

De maximale spanning die nu optreed is 225MPa. Dit is ongeveer de waarde van de rekgrens van het materiaal. De optredende spanning met de methode van de spanningsverhogende factor heeft ten opzichte van de ontwerpspanning een factor van 1.5. Dit is ongeveer gelijk aan de veiligheidsfactor van $1/0.67 = 1.49$, dit is de veiligheidsfactor die wordt voorgeschreven door de ontwerpregels voor toestellen onder druk.

Voor het ontwerp van de laadarm is het wenselijk dat de veiligheidsfactor van 1,5 gewaarborgd blijft. Als het maximale moment van 3020Nm wordt gedeeld door 1.5 en het moment verdeeld word over de drie assen blijkt dat er een maximale spanning van 149MPa op te treden. Dit is ongeveer de ontwerpspanning, bij controle bij bochten met verschillende diameters en Schedules blijkt de optredende spanning rond de ontwerpspanning te liggen. Tevens is de optredende spanning lager dan de ontwerpspanning als het moment om één wordt gesimuleerd. Hieruit kan er geconcludeerd worden dat de formule een goede leidraad geeft om het maximaal moment vast te stellen voor een bocht. Om de momenten uit te rekenen kan de volgende formule gebruikt worden.

$$\frac{\sigma_{ontwerp} \cdot W \cdot 0.67}{0.9 \left(\frac{4d \cdot r}{(D_e - d)^2} \right)^{\left(\frac{m-4}{6} \right)}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

De formule kan herschreven worden zodat hij toepasbaar is voor verschillende ontwerpspanningen.

$$\left(\frac{W \cdot 0.67}{0.9 \left(\frac{4d \cdot r}{(D_e - d)^2} \right)^{\left(\frac{m-4}{6} \right)}} \right) \cdot \sigma_{ontwerp} = K_E \cdot \sigma_{ontwerp} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

De factor K_E wordt vastgelegd door de geometrische vorm van de bocht. De waarde van K_E zijn terug te vinden in bijlage L.

De bochten zijn een cruciaal onderdeel van de constructie van de laadarm. Daarom worden de bochten, door andere leveranciers van laadarmen verstevigd. Een andere optie is het ondersteunen van het leidingwerk door allerlei constructies. Ideaal zal zijn als deze constructies niet nodig zijn. Dit zal de kosten voor het produceren van een laadarm drukken.

Uit het onderzoek is gebleken dat de maximale spanning wordt veroorzaakt door een tweede orde effect. Als deze tweede orde effect tegen word gegaan door verstijving zal dit een verlaging geven van de spanning bij dezelfde belasting. Omgekeerd geldt dit ook, dezelfde spanning bij een hogere belasting. De tweede orde effect kan worden tegen gegaan door de weerstand tegen vervormen te verhogen. Een simpele en goedkope methode is om een ring om de bocht heen te lassen. De ideale afmetingen van de ring zijn moeilijk vast te stellen. De afmetingen van de ring zal door een EEM bepaald worden, de versteviging door een ring zal in de praktijk getoetst moeten worden. Via een simulatie in Solidworks is een gesimuleerd dat een vermenigvuldiging van de momentbelasting mogelijk is. De vraag is of deze waarden in de praktijk behaald zullen worden.

$\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$ in N	Diameter 3"			Diameter 4"			Diameter 6"		
	10S	40	80	10S	40	80	10S	40	80
Short radius	470	1194	1983	680	2023	3509	1379	4607	9141
Long radius	614	1564	2599	891	2651	4598	1831	6036	11978
Short radius met ring	940	2388	3966	1360	4046	7018	758	9214	18282
Long radius met ring	1228	3128	5198	1782	5302	9196	3662	12072	23956

TABEL 7-5: MAXIMAAL RESULTERENDE MOMENTEN VOOR RVS BOCHTEN

De corrosietoeslagen en de fabricagetoeslagen zijn afhankelijk van het materiaal en de geometrische vorm van de bocht. De methode van berekening voor de maximaal resulterende momenten rekening houdend met de toeslagen is hetzelfde. Een verkleining van de wanddikte zal bij een zelfde moment een verhoging van de spanning opleveren. De ontwerpspanning van een roestvaststaal ligt lager dan dat van een koolstofstaal. Ontwerpspanning van een koolstofstaal bedraagt ongeveer 178MPa. Met deze toelaatbare spanning en een corrosietoelag van 0.67mm worden dezelfde maximaal resulterende momenten behaald.

7.4.3 FLOW JOINTS

Flow Joints zijn evenals de bochten een cruciaal deel van het ontwerp van een laadarm. De Flow Jointjoint die toegepast worden in het ontwerp van de laadarm zijn in eigen huis ontwikkeld. Volgens de norm van het OCIMF zijn de Flow Joints geconstrueerd. De norm schrijft de volgende formule voor de sterkteberekening van Flow Joints:

$$P_{CA} = F_A + 5M_T/d_r + 2.3F_R \tan \alpha_{ca}$$

De waarden van P_{CA} en α_{ca} voor de verschillende diameters zijn vastgesteld door P. Rodenburg. Voor de berekening van de P_{CA} worden drie belasting in acht genomen. In de formule is te zien dat een axiale kracht, een radiale kracht en een moment samen voor de P_{CA} zorgen.

In dit onderzoek wordt er onderzoek gedaan naar de maximale belasting door een moment. In een voorbeeld is weergegeven hoe de maximale waarde voor het moment wordt berekend. De maximaal belaste Flow Joint is de Flow Joints aan het begin van de laadarm. Deze Flow Joint is horizontaal gelegen en wordt hierdoor belast door hoogst optredend moment. De radiale belasting van een Flow Joint ligt niet hoog, de uitgangswaarde voor de radiale belasting wordt vastgesteld op 1 kN. Wanneer de axiale belasting uitgedrukt wordt in een moment wordt de volgende formule verkregen:

$$M_T = \frac{d_r \cdot x_{COG}(P_{CA} - 2.3F_R \tan \alpha_{ca})}{d_r + 5 \cdot x_{COG}}$$

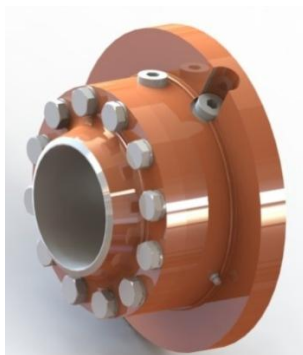
De volgende waarden worden verkregen:

Pijpdiameter	P_{CA} (kNm)	d_r (mm)	x_{COG} (m)	F_A (N)	F_R (N)	α_{ca} (°)	M_T (Nm)
3"	247	111	1,5	3574	1000	40	5361
4"	308	136	1,5	5451	1000	40	8177
6"	411	180	1,5	9588	1000	40	14381

TABEL 7-6: MAXIMAAL RESULTERENDE MOMENTEN IN EEN RVS FLOW JOINT

De verkregen waarden dienen als vergelijkingswaarden. De waarden zijn alleen geldig met de vastgestelde waarden.

De ontwikkelde Flow Joints zijn onder te verdelen in twee groepen. De een standaard en een Flow Joint met een extra flens. De laatste is ontwikkeld met als doel om de Flow Joint in een constructie te kunnen bevestigen. De flens is ook toepasbaar voor het balanceermechanisme met een veer. De veersteun is gemakkelijk te monteren op de flens, zodoende is de fabricage van de veersteun een stuk vereenvoudigd.



FIGUUR 7-11: FLOW JOINT MET EEN FLENS



FIGUUR 7-12: ORGINELE FLOW JOINT

De Flow Joints zijn gevoelig voor het inlopen van water, hier dient rekening mee gehouden te worden in het ontwerp. De Flow Joints hebben een zijde waarbij de pijp op de flens van de Flow Joint wordt gelast, deze zijde is waterdicht. Bij de andere zijde wordt het interne gedeelte van de Flow Joint afgeschermd door een rubberen afdichtingring. Aan deze zijde is er kans op inloop van water. Bij de plaatsing van de Flow Joints moet deze zijde zoveel mogelijk afgeschermd worden van de weers-elementen zoals regen.

7.4.4 FLENZEN

Flenzen hebben als doel om leidingwerk te koppelen. Bij de laadarm wordt er een onderscheidt gemaakt tussen het koppelen van de laadarm aan de vaste constructie en het koppelen van de laadarm aan de tank van een truck of een train. De sterkte van de flens is afhankelijk van het doeleinde waarvoor hij gebruikt wordt. De sterkte die benodigd is om de laadarm te koppelen aan een tankwagen zal velen malen lager liggen dan de bevestiging aan een vaste constructie.

Voor de bevestiging van de laadarm aan de vaste constructie zal gebruikt worden van flenzen die volgens de Amerikaanse norm ANSI B16.5 en volgens de DIN 263(.) norm zijn gedimensioneerd. De flenzen volgens de norm van de ANSI worden onder verdeeld in de groepen 150, 300 en 600 pons. Naast dat deze onderverdeling iets zegt over het gewicht van de flens zegt deze ook iets over de sterkte. De DIN norm maakt de onderverdeling berust op drukklassen. De flenzen krijgen de normeringen van PN6, PN10, PN16, PN25 en PN40.^[17]

Het koppelen van de laadarm aan een tankwagen kan naast de genoemde flenzen ook gebeuren met TTMA flenzen. Deze flenzen zijn een stuk lichter, dit zal voor een mindere belasting zorgen voor de gehele laadarm. Gebruik van deze flenzen heeft dan ook sterk de voorkeur.

7.4.5 STERKTE VAN DE HOOFDONDERDELEN VERGELEKEN

Nu bekend is wat de maximale buigbelasting is voor alle hoofdonderdelen kunnen de waarden in een tabel vergeleken worden. De waarden gelden voor een roestvaststaal met een rekgrens van 220MPa. De flenzen zijn niet vermeld in dit overzicht, de maximale momentbelastingen van een flens liggen velen hoger. De lasverbindingen zullen de maatgevend zijn voor de momentbelasting.

Maatvoering		$Max \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$ in N			
Diameter	Schedule	Pijpen	Bochten		Flow Joints
			SR	LR	
3"	10S	2504	469	614	5361
	40	4146	1194	1564	5361
	80	5348	1983	2599	5361
4"	10S	4235	680	891	8177
	40	7726	2023	2651	8177
	80	10266	3509	4598	8177
6"	10S	10439	1397	1831	14381
	40	20420	4607	6036	14381
	80	29382	9141	11978	14381

TABEL 7-7: MAXIMALE RESULTERENDE MOMENTEN VERGELEKEN

In de tabel is af te lezen dat de sterkte van de bochten beduidend lager liggen. De bochten kunnen de laagst resulterende momenten aan. Een verhoging van het resulterende moment is mogelijk door een ring in de bocht te lassen. Er kan ook gekozen voor een bocht met een dikkere wanddikte. De wanddikte van de uiteinden van de bocht dienen vervolgens gereduceerd te worden naar de wanddikte van de pijp.

Deze waarden kunnen alleen als leidraad gezien worden. De hoogte van de maximale belasting door het moment is afhankelijk van andere belastingen. Onder andere door de belastingen ten gevolge van interne druk en temperatuurverschillen treedt er een verlaging van de waarde voor de maximale buigbelasting op.

7.5 MASSA'S VAN DE HOOFDONDERDELEN

In het overzicht van de individuele belastingen worden verschillende belastingen genoemd. Een belangrijke belasting is de belasting door het eigen gewicht. Hierbij komt nog de belasting door het gewicht van het product. In bijlage L zijn de gewichten vermeld van verschillende pijpen. Ook zijn de gewichten vermeld voor pijpen gevuld met product, pijpen met isolatie en geïsoleerde pijpen gevuld met product.^[12] Tevens is het mogelijk om de waarde voor de soortelijke massa's aan te passen in de excelsheet.

Evenals het verschil in het gewicht voor het leidingwerk, bestaat er ook verschillen in gewicht voor de extra componenten. Een eenvoudige valpijp heeft een significant lager gewicht dan een pijp met een afsluiter en een API koppeling. Hieruit blijkt al dat de belastingen ten gevolge van het eigen gewicht in uiteenlopende combinaties voorkomen. Voor het standaardisatie proces heeft dit nadelige gevolgen. Om een beeld te krijgen over de grootte van het mogelijk gewicht moet er naar de toevoeging van de extra opties gekeken worden. Het belangrijkste gevolg van de belasting door massa is het ontstaan van momenten.

Een TLA is op te delen in drie verschillende armen. Een groot moment wordt gecreëerd wanneer het gewicht van de laatste arm hoog is. Voor het onderzoek naar het moment wordt er aangenomen dat de opties op de laatste arm gelokaliseerd zijn. Verschillende configuraties voor de laatste arm zijn onderzocht op het maximale en het minimale gewicht. De schematische weergave en berekening van het totaal gewicht is terug te vinden in bijlage N.

<i>Laatste Arm</i>	<i>Conus</i>	<i>Valpijp</i>	<i>Vaste aansluiting</i>		<i>Slang</i>	<i>Het bereik</i>		
Manier van verladen	Boven	Boven	Boven	Onder	Onder	Boven	Onder	
Maximaal gewicht (kg)	97,2	85,1	138,2	84,8	88,7	138,2	88,7	kg
Minimaal gewicht (kg)	55,4	11,4	18,3	13,3	27,3	11,4	13,3	kg

TABEL 7-8: MAXIMALE EN MINIMALE GEWICHTEN VAN DE KOPPELARM

Naast de massa's voor het leidingwerk en de valpijpen zijn er nog massa's voor de arondersteuning, balanssysteem, dampretourleiding en eventuele kabel goten. De gewichten voor de overige onderdelen zijn ongeveer:

- Arm ondersteuning 14 kg
- Huidige veer 64 kg
- Dampretour leiding flexibel 2.3 kg/m
- Kabels 2,5 kg/m

Overigens zijn er onderdelen niet vermeld. Bij de berekening voor het gewicht wordt er een marge van 10% procent aangehouden. Bij het construeren van de uiteindelijke laadarm moet de massa volledig worden uitgerekend.

7.6 MOMENTBEREKENING

Een belangrijk gevolg van de belasting door een gewicht is het ontstaan van een moment. De TLA wordt in één punt ingeklemd, dit is de plek waar de TLA wordt gekoppeld aan het bestaande leidingwerk. Het gevolg van een enkele inklemming is het ontstaan van een lange arm. Momenten worden berekend met een kracht vermenigvuldigd met een arm. Een ingeklemde verbinding kan momenten om drie assen hebben. De algemene formule voor de berekening van momenten om de drie assen is:

$$M_x = r_y \cdot F_z - r_z \cdot F_y$$

$$M_y = r_z \cdot F_x - r_x \cdot F_z$$

$$M_z = r_x \cdot F_y - r_y \cdot F_x$$

De belasting door de zwaartekracht is altijd gericht in de Z-richting. De belasting als gevolg van de winddruk staat loodrecht op het leidingwerk. Voor de berekening van het maximaal moment moet uit gegaan worden van de meest ongunstige belastingcombinatie. Momenten om hetzelfde punt mogen bij elkaar opgeteld worden. Door de vele combinaties die mogelijk zijn, is het verstandig om de verschillende momenten los te berekenen en die vervolgens in de meest ongunstige vorm bij elkaar op te tellen.

Het moment als gevolg van het gewicht zal het grootst zijn. De formule voor de berekening van het moment ten gevolge van het gewicht:

$$M_x = r_y \cdot F_{\text{zwaartekracht},z}$$

$$M_y = -r_x \cdot F_{\text{zwaartekracht},z}$$

De kracht door de winddruk kan in de X of in de Y-richting werken. De richting van de windkracht wordt bepaald door belastingsstand en de windrichting. Momentbelasting die door de wind veroorzaakt kan berekend worden met:

$$M_x = -r_z \cdot F_{\text{wind},y}$$

$$M_y = r_z \cdot F_{\text{wind},x}$$

$$M_z = r_x \cdot F_{\text{wind},y} - r_y \cdot F_{\text{wind},x}$$

De zwaartekracht F_z grijpt aan in het zwaartepunt. De afstand van de oorsprong naar het zwaartepunt wordt de r genoemd. De coördinaten van het aangrijpingspunt van de zwaartekracht is met behulp met de coördinaten van de hoekpunten te bepalen. Een voorbeeld van een momentberekening is in bijlage O te vinden. De berekening is berust op een boven laadarm met 3 armen. In het voorbeeld zijn de resulterende momenten hoger dan het maximaal belastingsmoment van de bochten. Overigens treedt deze overschrijding van het maximaal moment snel op. Voor een TLA die is uitgevoerd met drie armen waarbij de hoofdonderdelen gevuld zijn met een product treedt er een overschrijding van het maximaal moment al op wanneer de eerste arm een lengte heeft van 1m en de tweede arm een lengte heeft van 1.2m. De valpijp heeft in deze situatie een gewicht van 11,4 kg, de lichtste variant van de mogelijke valpijpen. Een ondersteuning van het leidingwerk is altijd benodigd bij een TLA uitgevoerd met 3 armen, met een bocht die is uitgevoerd in een materiaal met een rekgrens van 220 MPa.

8 STROMING EN DRUKVAL

De keuze voor de nominale diameter van een laadarm is afhankelijk van het tijdsbestek waarin een tank verladen dient te worden. De volumestroom hangt samen met de pijpdiameter en de stromingssnelheid. De stromingssnelheid ligt voor transportleidingen tussen de 1.5 en 3 m/s. Evenals de volumestroom hangt de massastroom samen met de nominale pijpdiameter en de stromingssnelheid maar eveneens ook met de dichtheid van het product.^[03] De formules om de volumestroom respectievelijk de massastroom zijn:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot v \cdot D_i^2}{4}, \quad \dot{m} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot D_i^2}{4}$$

De keuze voor de diameter hangt niet alleen af van het behalen van de vereiste massastroom en de bijbehorende volumestroom. De meeste economische buisdiameter hangt via de installatie- en bedrijfskosten sterk af van het drukverlies. Drukverlies ontstaat door de wrijving van het stromende fluidum en door de loslatingen van de stroom en wervelingen in de pijpleidingen. Het drukverlies geeft een verbruikt vermogen weer, dat door pompen en compressoren geleverd moet worden. Het drukverlies is uit te rekenen met:^[03]

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \left(\frac{\lambda \cdot l}{D_i} + \sum \zeta \right) \pm \Delta h \cdot g \cdot (\rho - \rho_{lucht})$$

Het buisweerstandsgetal, λ , hangt af van de stromingsvorm. Stroming kan turbulent of laminair zijn. De stromingsvorm is afhankelijk van het Reynolds-getal. Het Reynolds-getal is te berekenen met:^[03]

$$Re = \frac{v \cdot D_i}{\nu} = \frac{v \cdot D_i \cdot \rho}{\eta}$$

Laminaire stroming treedt op bij een $Re < 2320$, de buisweerstandsfactor is bij laminaire stroming onafhankelijk van de ruwheid van de pijpwand. Bij de verlading van vloeistoffen zal de Reynolds-getal hoger liggen dan het kritische Reynolds-getal van 2030. Bij turbulente stroming is de buisweerstandsfactor wel afhankelijk van de ruwheid van de pijpwand. In het geval van een turbulente stroming is de weerstandsfactor te berekenen met:^[03]

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \cdot \log \frac{D_i}{k} + 1.14 \right)^2}$$

De ruwheid van het leidingstelsel heeft een waarde k van ongeveer 0.15.^[04]

Het weerstandsgetal, ζ , voor bochten is afhankelijk van de bochtradius en het diameter. De grootte van het weerstandsgetal wordt vooral bepaald door het aantal bochten. De waarden voor het weerstandsgetal voor de verschillende bochten is af te lezen uit figuur 6.20 van Fluid Mechanics. De waarden voor het weerstandsgetal van de bochten zijn ook met behulp van een formule te bepalen, deze formule is:^[18]

$$K_f = \left[0.13 + 0.63 \left(\frac{d}{R} \right)^{3.5} \right]$$

Een waarde van 0.29 voor het weerstandsgetal geldt voor een gladde short radius bocht met een diameter van 4". Voor een gladde Long radius bocht is de waarde 0.17.^[09] Het gebruik van bochten met een grote radius heeft een groot positief effect op het drukval.

9 STANDAARDISATIE VAN DE BOVEN- EN ONDERLAADARMEN

In het verslag is naar voren gekomen dat de laadarmen in verschillende configuraties uit te voeren zijn. De lengte van de laadarmen zijn afhankelijk van het werkbereik. Er is een maximum en een minimum gesteld voor het werkbereik. Door te variëren in de lengte van de pijpen, is de wens van de klant mogelijk. Berekening is gedaan naar de maximale momentkrachten voor verschillende onderdelen. De verschillende TLA's zijn op te bouwen door verschillende onderdelen te combineren. Voor de laadarmen die geschikt zijn voor grote werkgebieden en voor de laadarmen die geschikt zijn voor de onderverlading hebben een arondersteuning nodig. In bijlage P zijn concepten weergegeven voor de arondersteuning.

De opbouw van de verschillende laadarmen is weergegeven in het hoofdstuk van de opbouw van de TLA's. De lengte van de armen worden bepaald door de werkenvelop. Het werkgebied in de Z-richting bepaald de lengte van de verende arm. Indien de verende arm de tweede arm is, dan is de lengte van de eerste arm afhankelijk van de eerste. De tweede arm dient 200 mm langer ontworpen te zijn, de arm kan zodoende om de eerste arm heen draaien.

Er is gebleken dat het een verhoging van de veerweg meer schotels betekent. De hoek van de gebalanceerde arm werd vastgesteld voor +20° tot en met -20°. Deze hoek van een totaal van 40° is overbodig hoog. De benodigde hoek is lager, bij de juiste verhouding tussen de werkenvelop in de Z-richting en lengte van de verende arm. In de onderstaande tabel is benodigde lengte van de verende arm weergegeven.

Lengte van de verende arm (mm)			
Hoek°	Werkenvelop in Z-richting (hoogte)		
Max	500 mm	800 mm	1000 mm
20	730	1168	1460
15	965	1544	1930
10	1400	2232	2790

TABEL 9-1: LENGTE VAN DE VERENDE ARM

Het voordeel om de maximale hoek van de verende arm te verkleinen, is het verlagen van de veerweg. Verlaging van de veerweg zorgt ervoor dat er minder schotels benodigd zijn. De kosten voor de Flow Balancer worden hierdoor gedrukt.

De afmetingen van de armen zijn niet alleen afhankelijk van de werkenvelop in de z richting. De afmetingen zijn ook afhankelijk van de overige afmetingen. De configuratie en het gebruik van de bocht Flow Joint combinatie zijn bepalend voor de maximale en minimale waarde voor de dimensie C van de werkenvelop voor de onderverlading. De keuze voor een werkenvelop bepaald hierbij indirect of product in de leiding mag blijven zitten.

Een voorbeeld voor de minimale en maximale afmetingen van de armen is weergegeven in een tabel. De waarde in de tabel is geldend voor een laadarm voor de onderverlading.

Maximale en minimale afmetingen	Armdelen				Werkenvelop			
	1	2	3	A	B	C*	D	E
1 Minimaal (mm)	1000	1200	500	1700	500	500	500	3000
2 Maximaal (mm)	1400	1600	500	2000	500	700	1000	4200

*Afhankelijk de keuze voor de Bocht Flow Joint combinatie en de locatie van de aanvoerstroam.

TABEL 9-2: LENGTE VAN DE ARMDELEN TEGENOVER HET WERKENVELOP VOOR DE ONDERVERLADING

Armen voor de bovenverlading zijn langer komt door de ligging van de werkenvelop. In de onderstaande tabel zijn de armen betreffende de truckverlading en de treinverlading samen genomen. De werkenveloppen gelden voor lange bovenlaadarmen uitgevoerd met drie armen.

Maximale en minimale afmetingen	Armen			Werkenvelop				
	1	2	3*	A	B	C**	D	E
1 Minimaal (mm)	1200	1400	500	1700	500	2500	500	1300
2 Maximaal (mm)	2000	2200	1500	2800	500	4300	1000	4500

*Lengte van de koppelarm, Arm 3, is afhankelijk van de keuze voor de valpijp.

**Afhankelijk van de hoogte van de tanktrailer of spoorketelwagon

TABEL 9-3: LENGTE VAN DE ARMDLEN TEGENOVER HET WERKENVELOP VOOR DE BOVENVERLADING

Voor de andere twee configuraties van de bovenlaadarmen zijn de lengte van de armen gemakkelijk naar de wensen van de klant aan te passen. Daarbij is de werkenvelop niet op de bovenstaande manier vast te stellen. De lengte van de armen voor de overige configuraties zullen standaard de lengte hebben van de armen die hierboven zijn weergegeven.

9.1 STANDAARDISATIE: VOORDEEL VOOR ALLE BETROKKEN PARTIJEN

De impact van het standaardisatieproces heeft op verschillende partijen betrekking. De invloed van het standaardisatieproces begint bij de koper en eindigt bij de nazorg. De behoefte voor een standaardisatieproces ligt voor elke front verschillend. Van elk oogpunt is gekeken naar het standaardisatieproces. Voor de engineer is het belangrijk om te weten wat de klant wil en hoe de verkoper het wil verkopen. Het ontwerp moet goed verkoopbaar zijn en zijn dienst bewijzen. Uiteindelijk moet er winst gemaakt kunnen worden.

Koper/Klant	Sales	Engineering	Productie	Gebruiker	After Sales
Bewezen goed product	Overkomen als een specialist	Herhalen	Herhalen	Gebruiksvriendelijk	Snelle levering van reserveonderdelen
Goede koop	Klanten winnen & dwingen	Eisen en wensen duidelijk	Tekeningen duidelijk	Ergonomisch	Standaard unieke onderdelen
Snelle levertijden	J. De Jonge is de specialist	Basis hebben voor engineeringproces	Productieproces duidelijk	Betrouwbaar	Snelle reparatie
Behalen van specificaties		Grenzen aan het ontwerp	Gebruik van mallen wenselijk	Veilig	Reparatie goedkoop uit te voeren.
		Normeringen en richtlijnen bekend		Herkenbaar	Bekend voor monteur
				Geen speciale behoefte voor het standaardisatieproces.	

TABEL 9-4: OVERZICHT STANDPUNTEN VAN VERSCHILLENDE PARTIJEN

Voor de doorvoering van het standaardisatieproces is de koppeling tussen de verkoper en de constructeur van groot belang. Doormiddel van een offerte en een brochure is het voor de verkoper duidelijk wat de mogelijkheden zijn. In bijlage Q is een opzet van een offerte weergegeven. De standaardopties voor een TLA zijn weergegeven in de offerte. Aanpassing door een klant is mogelijk maar niet wenselijk. De verkoper kan met behulp van de offerte als een specialist overkomen, het is duidelijk wat de opties en mogelijkheden zijn. Ook draagt de offerte bij om de klant te dwingen voor standaarden, de wisselwerking van winnen & dwingen. Het is voor de verkoper duidelijk wanneer er van standaardheden afgeweken wordt dat de prijs voor een TLA hoger wordt. Het kost voor de constructeur tijd om de TLA te construeren. Dit werkt door bij de productie voor een special, geen standaard TLA. Het gebruik van mallen en standaardonderdelen is niet meer mogelijk. Het gevolg is lange levertijden en een verhoging van de kosten. Het standaardisatieproces werkt in het voordeel van de wensen van de koper, daarbij is het wel noodzakelijk dat er aan de wensen van de koper voldaan kan worden.

De gebruiker heeft geen belang bij de standaardisatie van een TLA. Voor de gebruiker is het alleen van belang dat een laadarm herkenbaar is. Door de herkenbaarheid wordt de gebruiksvriendelijkheid verhoogd, de gebruiker weet hoe de laadarm bediend moet worden.

10 CONCLUSIE EN AANBEVELINGEN

10.1 CONCLUSIE

Het doel van de opdracht was op een lijn van laadarmen op te zetten ten behoeve van onder- en bovenverlading, waarbij de onderdelen gestandaardiseerd zijn, maar de mogelijkheid tot het aanpassen aan de wensen van de klant behouden blijven. De laadarmen voldoen aan de gestelde werkenveloppen van een trucktrailer of spoorketelwagon. De standaardisatie ten behoeve van truck- / treinlaadarmenlijn houdt het volgende in:

- De laadarmen zijn opgedeeld in 4 verschillende configuraties, voor verlading via de bovenzijde wordt het onderscheid beschreven door 3 verschillende werkgebieden. Voor de onderverlading wordt er geen onderscheid gemaakt in de werkgebieden.
- Verschillende configuraties van de laadarmen zijn makkelijk op te bouwen door rechte leidingstukken te combineren met Bocht&Flow Joint combinaties.
- Voor een juist balans van de verende arm is er een concept bedacht. Het concept zorgt ervoor dat het juiste balans gemakkelijk is in te stellen. Het veerbalanssysteem is toepasbaar op de verschillende configuraties van de laadarm.
- De configuraties TL en BL hebben een arondersteuning nodig. Voor de ondersteuning is er een concept, het concept is toepasbaar voor de TL en BL laadarmen met verschillende diameters.

De sterkte- en stijfheidberekeningen van een laadarm zijn complex. Rekening moet gehouden worden met; de mogelijke belastingen, belastingcombinaties en de verschillende belastingstanden. De berekening van de toelaatbare spanning moet gedaan worden aan de hand met het zwakste materiaal als uitgangspunt. Het zwakste materiaal is het materiaal met het laagste rekgrens of treksterkte van de gestandaardiseerde materialen. Hierdoor gelden de sterkteberekeningen ook voor laadarmen uitgevoerd in materialen met een hogere rekgrens of treksterkte.

Standaard afmetingen zijn gebaseerd op de maximale afmetingen van de werkenvelop van een tanktrailer of een spoorketelwagon. De maximale afmetingen voor de 4 verschillende hoofdtypen dienen doorgerekend. Laadarmen met kleinere afmetingen voldoen automatisch, hierdoor hoeft niet elke laadarm doorgerekend te worden.

Van de mogelijke belastingen is de belasting door eigen massa en de belasting van bedienen bepalend. Bij de berekeningen voor de gestandaardiseerde laadarmen moet uit gegaan worden van het maximale gewicht van de koppelarm. Hierdoor voldoen de laadarmen met verschillende configuraties van de koppelarm.

De eis dat de gebalanceerde arm onder een hoek van $+20^\circ$ tot -20° volledig gebalanceerd moet zijn, zorgt voor een onnodige verhoging van de kosten. Het behalen van de werkenvelop is niet afhankelijk van het behalen van deze eis. De keuze voor een schotelveer met een kleinere diameter is met het oog op de kosten aantrekkelijker.

De komst van een offerte zorgt voor het doorzetten van het standaardisatieproces van de laadarm. Een duidelijke offerte zorgt dat de verkoper de klant dwingen en winnen. Dwingen om te kiezen voor een gestandaardiseerde laadarm en te winnen door het behalen van de eisen van de klant.

10.2 AANBEVELINGEN

Om de standaardisatie van de laadarmen door te voeren is het aan te raden om de gestandaardiseerde configuraties met behulp van een eindige elementen methode door te rekenen. Voor elke configuratie dient er een enkele eindige elementen methode berekening uitgevoerd te worden. De berekeningen dienen uitgevoerd te worden met een configuratie van een laadarm die beschikt over de maximale waarde van de massa en over de maximale waarde lengte van de armdelen.

Onderzoek er moet gedaan worden naar:

- de concepten voor de armondersteuning en voor de veersysteem. De gemaakte concepten moeten verder uitgewerkt worden.
- een gestandaardiseerde oplossing voor het aandrijven en besturen van de laadarm.
- een nette uitwerking van de offerte. Er moet gesproken worden met de verschillende verkopers binnen het bedrijf. Uit de gesprekken moet naar voren komen wat de eisen en wensen van de verkopers zijn.
- het opzetten van een nette brochure, een brochure zal meer klanten trekken vanuit verschillende markten.
- de verwachte seriegrootte met het oog op voorraadbeheer

Aanbevolen wordt om een kostenbesparing te realiseren door:

- Optimaliseren van het productieproces door gebruik te maken van mallen;
- Herontwerp van de veer, het toepassen van schotelveren met een kleinere diameter zijn haalbaar.

11 BRONNEN

11.1 LITERATUUR

Referentie	Auteur	Jaar	Titel
01	R.C. Hibbeler	2004	Engineering mechanics dynamics
02	R.C. Hibbeler	2005	Mechanics of Materials
03	Dieter Muhs, Herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch, Joachim VoBiek	2005	Roloff / Matek Machineonderdelen Theorieboek
04	Dieter Muhs, Herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch, Joachim VoBiek	2003	Roloff / Matek Machineonderdelen Tabellenboek
05	Jan c. Cool	2003	Werktuigkundige systemen
06	Euroweld BV	2011	Euroweld fittersboekje
07	Eugene A. Avallone, Theodore Baumeister III, Ali M. Sadegh	2007	Standard Handbook for Mechanical Engineers
08	William D. Callister, Jr	2007	Materials science and engineering an introduction
09	Frank M. White	2008	Fluid Mechanics
10	Design Solutions	2011	Solidworks Simulation
11	Design Solutions	2011	Solidworks basis
12	MCB Nederland BV	2007	MCB Boek
13	De verencatalogus #13.1	2011	Lesjöfors Gas & Stock Springs
14	Elsevier opleidingen	2010	ATEX (level 2)
15	Rien Elling, Bas Andeweg, Jaap de Jong, Christine Swankhuisen	2004	Rapportagetechniek
16	Oil Companies International Marine Forum	1999	Design and Construction Specifications for Marine Loading Arms
17	Asme code	1998	Cast iron pipe flanges and flanged fittings
18	Dr. ir. G. van Zee	2008	Introduction to Process Technology

11.2 INTERNETPAGINA'S

Referentie	Internetpagina	Omschrijving
W01	http://www.idejonge.nl/over-ons/missie/	Missie beschrijving van J. De Jonge
W02	http://www.idejonge.nl/over-ons/historie/	Geschiedenis van J. De Jonge
W03	http://www.minbuza.nl/producten-en-diensten/verdragen/zoek-in-de-verdragenbank/1957/9/006822.html	Europese overeenkomst betreffende het internationale vervoer van gevaarlijk goederen over de weg
W04	www.fmctechnologies.com www.kanon.nl www.arm-tex.com www.engiflow.nl www.emcowheaton.com www.opw-ftg.nl www.pws.nl www.skf.com www.tribolgie.nl www.carbis.net	Fabrikanten van laadarmen
W05	http://catalogs.indiamart.com/products/loading-arms.html	Algemene catalogus van laadarmen
W06	http://www.todo.se/products.php	Producent van koppelingen
W07	www.tanktruck.org	
W08	http://www.infomil.nl/onderwerpen/hinder-gezondheid/veiligheid/special-kids/overheden-overheden/wegwijzer-externe-0/werkbladen/werkblad-laden-0/	Werkblad voor laden en lossen van tankauto's
W09	http://www.infomil.nl/onderwerpen/hinder-gezondheid/veiligheid/special-kids/overheden-overheden/wegwijzer-externe-0/werkbladen/werkblad-lpg/	Werkblad voor laden en lossen van LPG
W10	http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Matter/Steel_Europe_3.html	Materiaal eigenschappen volgens de NEN norm
W11	http://www.phmsa.dot.gov/regulations	Regels betreffende voor vervoer van gevaarlijke stoffen
W12	http://www.mathalino.com/reviewer/strength-materials-mechanics-materials/method-superposition-beam-deflection	Doorbuiging van buizen
W13	http://www.engineeringtoolbox.com/ansi-b16-pipes-fittings-standard-d_215.html	Overzicht van ASME regels
W14	http://tribologie.nl/	

BIJLAGEN