

OVER DE CONSTRUCTIE EN STERKTE VAN RECOMPRESSIETANKS*

Harry J. van Grol

Abstract

1	Inleiding	2
2	Vorm van het drukvat	3
3	Globale dimensionering van een cilindervormig drukvat	4
4	Klinknagelverbindingen	5
5	Afdichtingen	6
6	Omtreksvorm van en versterkingslijst om een opening in een cilindervormig drukvat	7
-	Figuren 01 t/m 04	9-12

ABSTRACT

This WEB-document is the redrafted issue of a presentation held for the "Nederlandse Vereniging voor Duikgeneeskunde" on December 10th of 2005. The purpose to reveal this document is to get divers and others associated with or participating in diving activities, acquainted with the construction and strength of (re)compression facilities.

The introduction deals with some basics such as why and how the mechanical aspects of these facilities in view of its operational risk, are accounted for in the entire life phases of such a facility, i.e. pre-design, design, operation, etc. up to decommissioning included.

Next the question is addressed why recompression tanks are in general of a cylindrical shape. This is illustrated on basis of two elementary calculation models showing that external loads can better be supported by structures loaded in tension than those in bending.

To further understand the mechanical design process the primary design driver for a cylindrical vessel, viz. the tangential stress is elaborated, including the determination of the shell thickness, thereby taking into account test-pressure, welding quality, allowable material stress and corrosion allowance.

Furthermore some attention is paid to the former used riveted pressure vessels and to present day seals in relation to the kind of closure structures.

Finally the basic principle is dealt with, how to conceive the way a hole can be reinforced in order that stresses on one side of the hole are effectively transmitted to the other side of the hole.

In concluding the work of Manfield, dealing with the so-called neutral holes, is recalled, including some numerical examples as well as a first guess of the cross-section area of the reinforcing member along a circular hole in a cylindrical pressure vessel.

* Dit WEB-document is een bewerking van de presentatie gehouden voor de Nederlandse Vereniging voor Duikgeneeskunde, te Rotterdam op 10 december 2005.

De daarbij gegeven nabeschuiving, betreffende de set van onbekende variabelen en het stelsel van gewone en partiële differentiaalvergelijkingen die moeten worden opgelost om de spanningsverdeling te kunnen bepalen, is niet in dit document opgenomen.

I INLEIDING

Waar hebben we het over?

Behandeling van duikers met een decompressieziekte, zie [01], vindt plaats in recompressietanks. Dit zijn op overdruk te brengen drukdragende vaten. Deze vaten vallen onder het drukvatenbesluit, evenals duik- en gasflessen, reactorinsluitconstructies, stoomtoestellen, etc.

Waarom? Vanwege het risico, dat wil zeggen de mogelijke riskante gevolgen (doden en gewonden) als zulk soort vaten bezwijkt. Aan het einde van de eervorige en het begin van de vorige eeuw heeft zich een lange historie van ongelukken voorgedaan, met vooral stoomketels.

Intussen is een schat aan ervaring en kennis vastgelegd, in het bijzonder door de American Society of Mechanical Engineers, destijds de Dienst van het Stoomwezen, Germanischer Lloyd, Det Norske Veritas, Lloyd's Register of Shipping, etc.

Voor een uitputtende controlelijst van aandachtsgebieden zie: "Risk Assessment Guide for Recompression Facilities", [02]. Dit document is als volgt ingedeeld.

I Constructie en uitrusting:

- Behuizing en opstelling van de recompressietank;
- Fabricage, waaronder, *ter adstructie overgenomen*:
 - Ontwerp te baseren op bedrijfsmodes, tankinhoud, interne faciliteiten, aantal tankgasten en bedrijfsdruk. Aanbevolen bedrijfsdruk 50 mWK. [RL I]*;
 - Patrijspoorten mogen niet bloot worden gesteld aan directe zonnestraling noch aan directe warmtetraling. [RL II];
 - Veiligheids(afblaas)kleppen – om te voorkomen dat de ontwerpdruk wordt overschreden – dienen intern en extern te kunnen worden geïsoleerd in geval van niet goed functioneren. Deze kleppen dienen in openstand met verbreekbaar draad te worden gezekerd. [RL II];
 - Drukmeters moeten minstens éénmaal per jaar worden geïjkt. [RL II].
- Verlichting;
- Gas- en ventilatiesystemen;
- Brandbeveiliging;
- Elektrische systemen;
- Communicatie en dataverwerking.








* RL: Risk Level

II Administratie en onderhoud:

- Pro memorie

Levenslooppfasen van een recompressietank

Wat is nu de praktische aanpak om een recompressietank te fabriceren? Deze is gebaseerd op de volgende te onderscheiden levenslooppfasen van bijna elke constructie/installatie:

- Voorontwerp (functionele specificaties) 
- Ontwerp, waaronder constructieve uitvoering en sterkte 
- Fabricage 
- Afname 
- Bedrijf (gebruik, inspectie en onderhoud) 
- Modificaties 
- Opruimen/hergebruik 

Bij het ontwerp zal dus met alle fasen van de levensloop van een tank rekening moeten worden gehouden. Als er wat wordt vergeten, heeft dat doorgaans in een later stadium zeer nare en kostbare consequenties tot gevolg. Bijvoorbeeld: ondergronds gaan van de tram in het centrum van Den Haag.

Doelstelling

Het vervolg van dit document is opgesteld met als doel duikers en anderen bij het duiken betrekken, enig inzicht te verschaffen in de constructieve en sterkte aspecten die een rol spelen bij het ontwerp van een recompressietank. Het ontwerpen als zodanig is een iteratief proces! Zonder constructie is er niet te rekenen en zonder rekenen is er niet of niet slim genoeg (optimaal) te ontwerpen. Dit laatste doet zich vooral voor als zich ingewikkelde constructiestructuren voordoen of als het een lichtgewicht recompressietank betreft, zoals bij de destijds door de auteur ontworpen DR-65 van de Stichting Duik Research.

2 VORM VAN HET DRUKVAT

Geometrische vorm van een (re)compressietank

Grofweg vallen er drie hoofdvormen voor een recompressiekamer/tank te onderscheiden:

- bolvormig;
- cilindrisch, hetgeen de meest toegepaste uitvoering is, en
- rechthoekig parallellepipedum, of meer in het algemeen een constructie met vlakke wanden.

Vraag is nu of er een optimale vorm is? Ja! Intuïtief, uit sterkte oogpunt, is dat een bol of cilinder, maar zeker geen vlakke structuren (wanden, bodems of fronten).

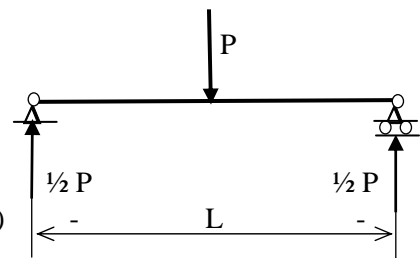
Voor de bol is dat aannemelijk, vanwege de rotatie-symmetrie. Immers er is geen voorkeursrichting, c.q. in alle richtingen is de constructie even sterk of zwak. Maar wat steekt hier nu eigenlijk werkelijk achter? Dat is, dat een constructie die op trek wordt belast het al gauw "wint" van één die op buiging wordt belast!

Rekenmodellen

Op basis van twee rekenmodellen zal aannemelijk worden gemaakt dat de hierboven genoemde bewering correct is. Vergelijken wordt een balk-constructie met een staven-verspanning (de waslijn), die beide éénzelfde last moeten dragen. Deze last, P , representeert de overdrukbelasting.

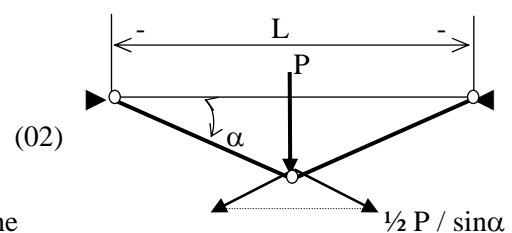
I Balk-constructie met doorsnede b (breedte) en h (hoogte)

- maximaal buigmoment: $M = \frac{1}{4} P \cdot L$ [Nm]
- buigspanningsverdeling over doorsnede: lineair!
- maximale buigspanning, zie [05]: $\sigma_M = M \cdot e / I$ [N/m²]
waarin: $e = \frac{1}{2} h$ [m] (vezelafstand)
 $I = b \cdot h^3 / 12$ [m⁴] (buig-traagheidsmoment)
- zodat: $\sigma_M = \frac{1}{4} P \cdot L \cdot e / I = (3/2) \cdot P \cdot L / (b \cdot h^2)$ (01)



II Staven-verspanning met staafdoorsneden $a \times a$

- belast staven alleen op een trekkracht: N [N]
- er sluipt een onbekende, α , in het verhaal
- trekkracht in de staaf: $N = \frac{1}{2} P / \sin\alpha$
- normaalspanning: $\sigma_N = N / a^2$ [N/m²]
- zodat: $\sigma_N = \frac{1}{2} P / (a^2 \cdot \sin\alpha)$



De vraag is nu welke spanning is het kleinst? Dit blijkt

(natuurlijk) af te hangen van de hoek α en van de geometrische

balk- en staafdoorsnede. Anders gesteld is nu de vraag: wanneer is σ_N kleiner dan σ_M ? Of wel:

$$\{\sigma_N = \frac{1}{2} P / (a^2 \cdot \sin\alpha)\} < \{\sigma_M = (3/2) \cdot P \cdot L / (b \cdot h^2)\}$$

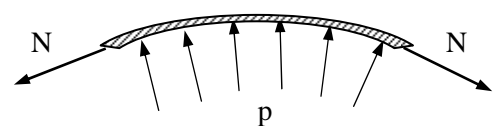
Voor een zinvolle vergelijking geldt: $b \cdot h \equiv a^2$ (evenveel materiaalgebruik) en als voorts $h \equiv n \cdot b$ dan gaat bovenstaande vergelijking over in: $\sin\alpha > (a \cdot \sqrt{n}) / (3 \cdot L)$

Stel nu: $a = 1$ dm, $L = 1$ m en $n = 4$ (balkhoogte is viermaal de balkbreedte), dan moet $\alpha > 4^\circ$, opdat de staven-verspanning het (al) wint van de balk-constructie.

Resultaten/conclusies

01 De optimale, op overdruk belaste constructie is in het:

- twee-dimensionale geval: de cilinder;
- drie-dimensionale geval: de bol.



- 02 Een bolvormige uitvoering van een recompressietank - niet te verwarren met een atmosferische duikbel - is niet aantrekkelijk, vanwege:
- hogere fabricagekosten;
 - geen efficiënt vloeroppervlak ($\sim D_{bol}^2$) ten opzichte van inhoud ($\sim D_{bol}^3$);
 - constructief onaantrekkelijk om personen in/uit te kunnen sluiten.
- 03 Fronten zijn doorgaans niet vlak maar ook niet zuiver bolvormig. Het middendeel is bolvormig, de overgang naar de cilindervormige hals is conisch. De frontvorm is gestandaardiseerd en de fronten zijn dan ook standaard te koop, als korfboog- of klöpperbodems.

3 GLOBALE DIMENSIONERING VAN EEN CILINDERVORMIG DRUKVAT

Dikte van een cilindervormig druklichaam?

De dikte, δ_{cil} , van een drukvat wordt bepaald door de:

- vorm van het druklichaam;
- belasting;
- spanningsverdeling;
- toelaatbare materiaalspanning.

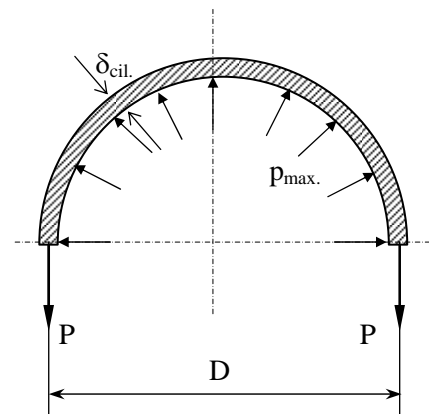
Belasting

Voor een recompressietank is het vaststellen van de belastingen niet echt een probleem. Deze is sterk deterministisch en niet stochastisch, zoals bij windturbines, vliegtuigen, auto's, etc. of sterk ongeluksafhankelijk, zoals bij kerncentrales.

De primaire belasting is overdruk, c.q. de maximale werkdruk, $p_{bedrijf}$, vermeerderd met een geringe toeslag, δ_{VK} , voor het voldoende ver opengaan van de veiligheids(afblaas)kleppen (hysterese effect), zodat: maximale overdruk: $p_{max.} = (1 + \delta_{VK}) \cdot p_{bedrijf}$. [N/m²] (03)

Inwendige spanningsverdeling

- Vaststelling van de dwars(omtreks)spanning
 - uit vertikaal evenwicht volgt: $2 \cdot P = p_{max.} \cdot D$
 $\Rightarrow P = \frac{1}{2} p_{max.} \cdot D$ (04)
 - dwarsspanning: σ_d [N/m²] volgt per definitie van de normaalspanning uit: $\sigma_d \cdot \delta_{cil} = P$ (05)
 - combineer (04) en (05): $\sigma_d \cdot \delta_{cil} = P = \frac{1}{2} p_{max.} \cdot D$
 $\Rightarrow \sigma_d = \frac{1}{2} p_{max.} \cdot D / \delta_{cil}$ (06)
- Vaststelling van de langsspanning (analoog aan bovenstaande)
 - uit axiaal evenwicht volgt: $\sigma_l \cdot \delta_{cil} \cdot \pi D = p_{max.} \cdot \frac{1}{4} \pi D^2$
 $\Rightarrow \sigma_l = \frac{1}{4} p_{max.} \cdot D / \delta_{cil}$



Conclusies

- 01 De langsspanning, σ_l , is half zo groot als de dwarsspanning, σ_d . De dwarsspanning is dus kritiek en daarop moet worden gedimensioneerd.
- 02 Op overdruk belaste cilindervormige lichamen scheuren dan ook in langsrichting open, als ze bezwijken!

Toelaatbare materiaalspanning

Hier verlaten we de strenge theorie en komt de praktijk (ervaring/kwaliteitscontrole) om de hoek kijken. Om aan te tonen dat een recompressietank voldoende sterk (en lekdicht) is, wordt deze aan een persproef onderworpen, met een persdruk:

$$p_{pers} = F \cdot p_{max.}, \text{ waarbij: } F > 1$$

$$\text{Vergelijking (06) gaat dan over in: } \sigma_{d,pers.} = \frac{1}{2} F \cdot p_{max.} \cdot D / \delta_{cil}. \quad (07)$$

Het spreekt voor zich dat bij de persproef het drukvat niet mag bezwijken, of anders gezegd er moet worden voldaan aan het volgende niet-falen criterium:

$$\sigma_{d,pers} \leq \sigma_{toel.}$$

De toelaatbare materiaalspanning wordt bepaald door de voorwaarde dat bij de persproef geen macroscopisch vloeien (blijvende vervorming) mag optreden, c.q.:

$$\sigma_{d,pers} \leq \sigma_{toel.} = \sigma_{0,2\%}$$

Maar dan zijn we er nog niet omdat de romp van het drukvat, het cilindrische deel dus, kan zijn verzwakt door - vroeger - klinknagelverbindingen en thans door de laskwaliteit. Hiervoor wordt het laspercentage, x , ingevoerd. Bovenstaande vergelijking gaat dan over in:

$$\sigma_{d,pers} \leq x \cdot \sigma_{0,2\%}, \text{ waarbij } x < 1 \quad (08)$$

Uit de vergelijkingen (07) en (08) volgt dan:

$$\sigma_{d,pers.} = \frac{1}{2} F \cdot p_{max.} \cdot D / \delta_{cil.} \leq x \cdot \sigma_{0,2\%} \Rightarrow \delta_{cil.} \geq \frac{1}{2} F \cdot p_{max.} \cdot D / (x \cdot \sigma_{0,2\%}) \quad (09)$$

Tot slot moet ook nog rekening worden gehouden met het verminderen van de feitelijke (drukdragende) dikte van het vat door corrosie. Hiervoor wordt een corrosietoeslag, $\delta_{cil., cor.}$ vereist.

Uiteindelijk resulteert er dan, met gebruikmaking van vergelijking (03):

$$\delta_{cil.} \geq \left\{ \frac{1}{2} F \cdot p_{bedrijf} \cdot D \cdot (1 + \delta_{VK}) / (x \cdot \sigma_{0,2\%}) \right\} + \delta_{cil., cor.} \quad (10)$$

Rekenvoorbeeld

- maximale werkdruk, zie [02] $p_{bedrijf} = 50 \text{ mWK} = 0,49 \text{ N/mm}^2$
- cilinder diameter, stel $D = 2000 \text{ mm}$
- toeslag open gaan veiligheidsklep $\delta_{VK} = 0,05 \text{ (5 \%)}$
- verhouding p_{pers} en $p_{max.}$ $F = 1,4$
- constructiemateriaal, staal 37 $\sigma_{0,2\%} = 240 \text{ N/mm}^2$
- laspercentage, stel $x = 0,60 \text{ (60 \%)}$ [Indien niet geröntgend en geen proeflassen]
- corrosietoeslag, stel $\delta_{cil., cor.} = 1 \text{ mm}$
- Uit vergelijking (10) volgt (let op dimensies) dan:
 $\delta_{cil.} \geq \left\{ \frac{1}{2} 1,4 \cdot 0,49 \cdot 2000 (1 + 0,05) / (0,60 \cdot 240) \right\} + 1 = 6,0 \text{ mm}$

Resultaten/conclusies

- 01 Dimensionering van een ongestoord (zonder openingen/gaten) cilindervormig druklichaam verloopt eigenlijk rechthoekig rechtaan.
- 02 Bepaling van de spanningsverdeling rond een cirkelvormig gat in een vlakke, alleen in één richting op trek belaste, plaat is echter al niet meer zo eenvoudig en behoort tot één van de klassiek analytisch opgeloste problemen, zie ook onder sectie 6.

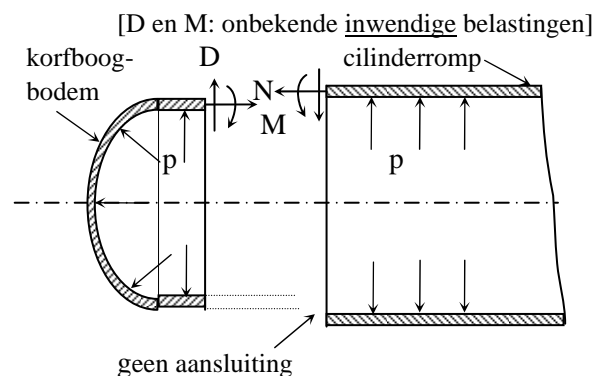
Ook de spanningsverdeling ter plaatse van de aansluiting van een cilindervormige romp op het front is niet op een elementaire manier te bepalen; zie nevenstaande figuur. Hier komt de vervormingsleer (spanning-rekrelaties en compatibiliteitsvoorwaarden) om de hoek kijken.

- 03 Het ontwerp, gebruik etc. van nieuwe drukvaten dient sinds mei 2002 uit te gaan van de door de Europese Commissie opgestelde richtlijn:

Pressure Equipment Directive [03].

Het feitelijke ontwerp in Nederland is gebaseerd op: "*Regels voor Toestellen onder Druk*" [04],

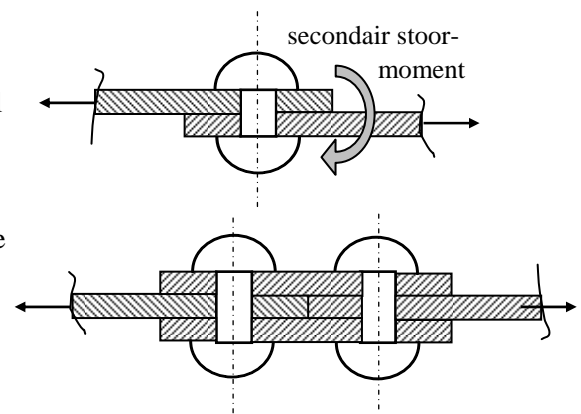
waarop de door de overheid erkende keuringsinstantie, Lloyd's Register Nederland B.V., gevestigd te Rotterdam, www.stoomwezen.nl toeziet.



4 KLINKNAGELVERBINDINGEN

Sinds het einde van de tweede wereldoorlog hebben in de drukvaten-industrie, lasverbindingen de klinknagelverbindingen verdrongen. Een tien jaar later deed zich ook in de vliegtuigbouw een soortgelijke ontwikkeling voor (bij Fokker als eerste ontwikkeld), waar klinknagelverbindingen werden vervangen, door lijmverbindingen. Het lasproces is uiteraard geleidelijk op gang gekomen daar er in de beginperiode door het lassen materiaalverzwakking optrad, onder andere door koudbrosheid zoals bij de Liberty-schepen. De belangrijkste redenen waarom het klinken uit de tijd is geraakt zijn:

- door de klinknagelgaten wordt de constructie in statisch opzicht verzwakt;
- door spanningsconcentraties rond de klinknagelgaten zal ook de dynamische sterkte in sterk ongunstige zin afnemen, c.q. verlies aan vermoeiingssterkte;
- bij het toepassen van een lapnaad treden secundaire buigspanningen op. Om die reden wordt aan een dubbele stripnaad de voorkeur gegeven, zie nevenstaande figuur;
- de constructie is moeilijk lek dicht te maken. Om die reden moeten de naden worden "gekookt", dat wil zeggen dat de naad met beitel en hamer door plastische vervorming "dicht" wordt geslagen.



Bij "oude" recompressietanks is nog aan de dubbele rij klinknagels van de langsnaden ten opzichte van een enkele rij bij de rondnaden te zien dat de omtrekspanning tweemaal zo groot is als de langsspanning (zie daarvoor sectie 3: $\sigma_d = 2 \cdot \sigma_l$).

Een interessante vraag is nu: valt het front bij een geklonken vat, nu over of in de cilindervormige romp van het vat? Daar een front onder inwendige overdruk minder uitzet dan de cilindervormige romp (zie figuur in vorige sectie) zou worden verwacht dat het front over de cilinder valt. "Oude" recompressietanks laten echter eerder het omgekeerde zien: het front valt in de cilinder. De reden hiervoor is dat het koken van de klinknaad aan binnenzijde van het vat in een dergelijk geval makkelijker/beter mogelijk is dan in geval het front over de cilinder valt.

5 AFDICHTINGEN

De lek dichtheid van aangetrokken afdichtende verbindingen (zoals met bouten aangetrokken flensverbindingen) of sluitingen (waaronder die met knevels) is bij lage drukken doorgaans even goed als bij hoge drukken, vanwege de al (voor)vervormde afdichting, veroorzaakt door het mechanisch vooraf aangebrachte aandrukken. Bij druksluitende afdichtingen echter moet de afdichting ook al bij (zeer) lage drukken afdichten, zodat verdere drukopbouw de afdichting pneumatisch blijft waarborgen, of er moet een voldoende grote voorspanning zijn om de initiële afdichting (bij lage druk dus) te waarborgen; zie voor adstructies hieronder.

Er zijn tal van pakkingprofielen. Het valt echter buiten het kader van dit document om hier uitvoerig op in te gaan. Twee zeer veel voorkomende afdichtingen en een bijzonder geval zullen hier de revue passeren.

- Vlakke pakking, in het bijzonder gebruikt voor de insluiting van vensters. De pakking wordt "gefixeerd" in een "pakkingkamer"; zie figuur 01. De voorspanning waarmee het venster wordt opgesloten moet zo groot zijn, dat bij de hoogste druk (persdruk) de contrapakking (gelegen aan de niet afdichtende zijde van het venster), door het vervormen van de pakking, niet vrij komt te liggen. Voor zich spreekt voorts dat het venster bij de maximale druk niet tegen de vatconstructie "vastloopt" om het bezwijken van het venster te voorkomen.
- O-ringafdichtingen, bij onder andere:
 - geboute flensverbindingen;
 - druksluitende deksels met de afsluiting in oplegging uitgevoerd. Deze moeten voorzien zijn van een zodanig mechanisme dat een lekdichte voorindrukking van de O-ring wordt gewaarborgd;
 - handbediende druksluitende deksels met de afdichting in glijdende uitvoering. De deksels moeten klein zijn anders is de voorindrukking van de O-ring handmatig niet aan te brengen,
 - handbediende niet-druksluitende (kleine) deksels met bajonetuitvoering en met de afdichting in glijdende uitvoering; zie figuur 02;
 - niet- druksluitende deksels, voorzien van knevelverbindingen om zowel het aandrukken van de O-ring en doorleiding van de krachten te waarborgen. Is een niet erg elegante uitvoering.
- Flap-afdichting met bajonetsluiting voor grote openingen/toegangen; zie figuur 03. De conische flap moet zodanig slap zijn (dat is dus niet identiek aan zwak) dat handmatige voorvervorming mogelijk is en ook bij lage drukken de afdichting lek dicht is.

Een nadeel van de O-ring afdichting is dat de maatvoering (toleranties) erg precies moet zijn; zie in dit verband figuur 02.

6 OMTREKSVORM VAN EN VERSTERKINGSLIJST OM EEN OPENING IN EEN CILINDERVORMIG DRUKVAT

Probleemstelling

Het aanbrengen van openingen voor vensters of sluizen in een recompressietank brengt met zich mee dat door die openingen de wand van de recompressietank plaatselijk wordt verzwakt. De constructeur zal dan ook moeten aangeven hoe een dergelijke opening moet worden versterkt, om de belastingen/spanningen om die opening door te leiden of beter gezegd zodanig om te leiden dat het vat niet bezwijkt. Zoals in sectie 3 aannemelijk werd gemaakt, wordt uitgegaan van het streven: belast op trek en niet op buiging.

Om enig inzicht te verkrijgen hoe de belasting om een gat wordt geleid, wordt uitgegaan van het eenvoudige geval van een, alleen in één richting op trek belaste plaat met daarin de opening ABEF; zie nevenstaande schets.

Beschouw nu het plaatveld BCDE apart. De zijde BE kan geen spanningen in langsrichting doorleiden want daar zit het gat en op buiging mag niet worden belast, immers dat is het streven. Met de getekende schuifspanningen, τ , is het plaatveld in evenwicht. Merk op dat de schuifspanning over de zijde in B van τ tot 0 in M_{BE} afneemt, en mutatis mutandis in M_{BE} van 0 tot τ in E toeneemt.

Vraag is nu: waar "komen" die schuifspanningen vandaan? Langs de zijden BE en CD worden daarvoor de dito verstijvende elementen aangebracht, met volgens "actie is reactie" de daarop afgezette schuifspanningen, τ . Zoals blijkt zijn de beide elementen zelf (gelukkig) in evenwicht en voorts valt op dat het element BE op druk en het element CD op trek wordt belast.

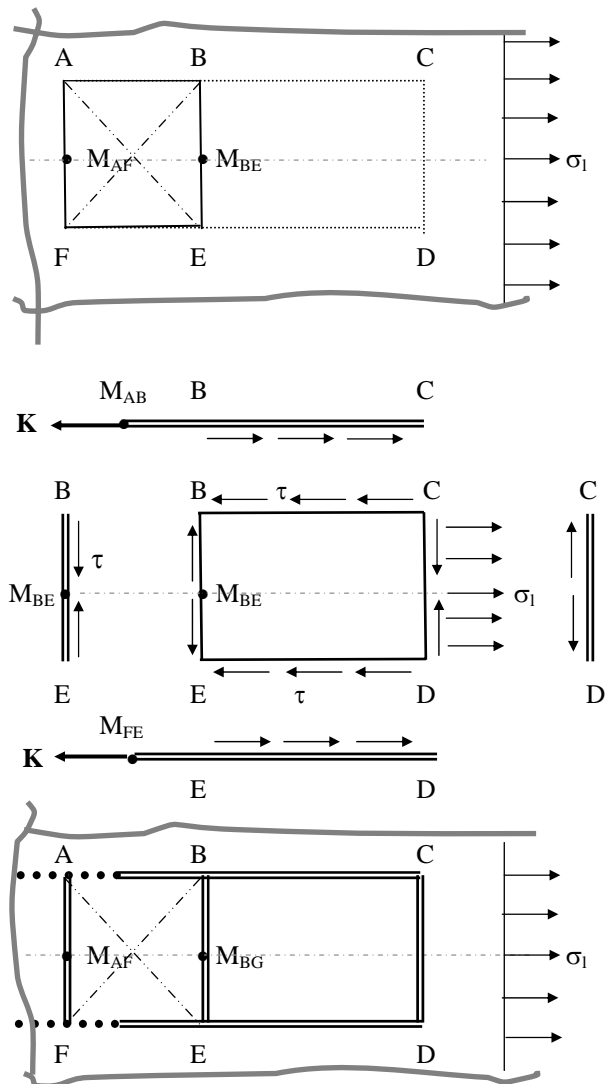
Een soortgelijke redenering wordt nu toegepast voor de zijden BC en ED. Nu worden de elementen M_{ABC} en M_{FED} aangebracht waarop de schuifspanningen van het plaatveld worden afgezet. Het resultaat is nu dat op het element M_{ABC} (en M_{FED}) een trekkracht K resulteert, waardoor de langsspanningen om het gat worden doorgeleid naar de linkerkzijde van het gat.

Voor de gatversterking moeten dus twee in spanningsrichting en vier in dwarsrichting lopende hoekstalen worden aangebracht!

Zoals uit bovenstaande beschouwing blijkt is de gatversterking blijkbaar afhankelijk van de spannings-toestand. Zo zal bij een recompressietank ook een versterking moeten worden aangebracht om de omtrekspanning, die nota bene tweemaal zo groot is als de langsspanning, om te leiden. In bovenstaande figuur dienen dan de elementen AF en BE naar boven en onder toe te worden verlengd en dienen er nog twee extra elementen aan te worden toegevoegd, en wel in AB-richting tussen de verlengde elementen in.

Het neutrale gat

Een interessante vraag is of, er in een op druk belast vat, een zodanige openingsvorm is aan te brengen en die met een lijst te versterken, zonder dat de omgevende schaalconstructie "weet" dat er een opening in is aangebracht. Voor een bolvormig vat is dat vanwege de symmetrie natuurlijk een cirkelvormige opening.



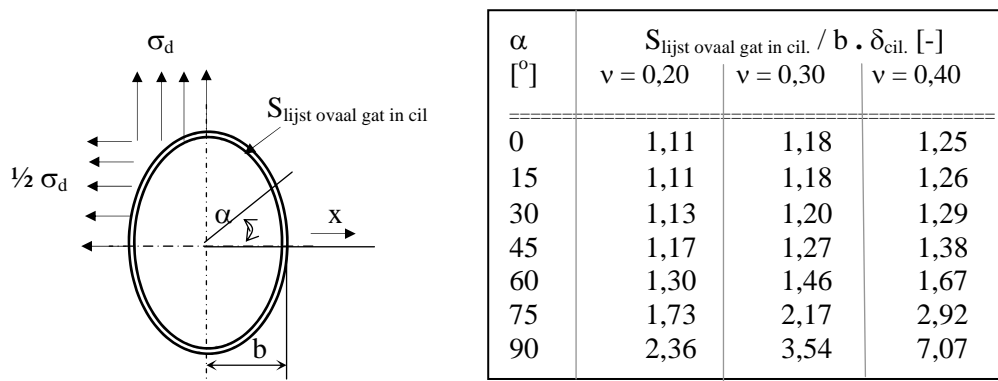
Dit geldt natuurlijk ook voor een in het midden van een standaard front aangebracht cirkelvormig gat. En voorts blijkt het mogelijk om ook in een cilindervormig drukvat een neutraal gat aan te brengen. Door Mansfield, [06], werd al in het midden van de vorige eeuw op zuiver theoretische gronden aangetoond dat de opening dan ellipsvormig moet zijn, met een assenverhouding van $1 : \sqrt{2}$ ($1 : 1,41$). Ook de doorsnede van gatversterking, $S_{\text{lijst ovaal gat in cil.}}$, die alleen op trek wordt belast, werd door hem analytisch bepaald:

$$S_{\text{lijst ovaal gat in cil.}} = b \cdot \delta_{\text{cil.}} \cdot (\sqrt{2}) \cdot \{ 1 + (x/b)^2 \}^{3/2} / \{ 1 - 2\nu + 3 \cdot (x/b)^2 \}$$

waarin: $(x/b)^2 = 2 / (2 + \text{tg}^2\alpha)$

b : halve korte-as-lengte (zie onderstaande figuur)

ν [-] : dwarscontractie-coëfficiënt van Poisson.



De doorsnede van de lijst neemt sterk toe van $\alpha = 0 \Rightarrow 90^\circ$; zie figuur 04. Voor het geval $\nu = 0,50$ nadert de doorsnede naar oneindig! Dit valt in te zien door uitschrijving van de plaatselijke spanning-rekrelaties.

Slotopmerking

Vensters en sluisen van recompressietanks zijn voorzover de auteur bekend, niet elliptisch van vorm, maar rond en in sommige gevallen bij persoonsluisen zelfs rechthoekig met afgeronde hoeken. De reden is dat de kosten voor elliptisch uitgevoerde openingen hoger uitvallen dan de minder slimme maar robuustere uitvoeringen. Waar ovale openingen wel worden toegepast is in de (hoge) drukvatenindustrie in het algemeen (denk ook aan mangaten) en soms in de vliegtuigbouw, zoals bij de Fokker F-28, maar bijvoorbeeld niet bij de Boeing 747.

Een eerste benadering van de dwarsdoorsnede van de versterkingslijst om een rond gat, D_{opening} , in een cilindervormig drukvat, is het gemiddelde bij $\alpha = 0^\circ$ en 90° voor een ovaal gat te nemen, of wel:

$$S_{\text{lijst circ. gat in cil.}} \equiv b_{\text{lijst}} \cdot h_{\text{lijst}} = \frac{1}{2} (1,18 + 3,54) \cdot b \cdot \delta_{\text{cil.}} \quad [\text{geval voor } \nu = 0,30] \quad (11)$$

$$\text{waarin: } b = \frac{1}{2} (D_{\text{opening}} + 2 \cdot b_{\text{lijst}}) \quad (12)$$

b_{lijst} : breedte van de versterkingslijst

$$h_{\text{lijst}} \stackrel{\text{def}}{=} n \cdot \delta_{\text{cil.}} \quad (h_{\text{lijst}}: \text{dikte dan wel hoogte van de versterkingslijst}) \quad (13)$$

Uit de vergelijkingen (11), (12) en (13) volgt dan: $b_{\text{lijst}} \sim 1,18 \cdot D_{\text{opening}} / (n - 2,36)$

Rekenvoorbeeld: $\delta_{\text{cil.}} = 5 \text{ mm}$

$D_{\text{opening}} = 30 \text{ cm}$

$n = 15$

Dan volgt: $h_{\text{lijst}} = 15 \times 5 = 75 \text{ mm}$ en $b_{\text{lijst}} = 28 \text{ mm}$

REFERENTIES

[01] Opleiding 3*-duiker. Nederlandse Onderwatersport Bond. Utrecht, augustus 2005.

[02] "Risk Assessment Guide for Recompression Facilities".

International Divers Alert Network; August 2000 (≈ 65 pages)

[03] Pressure Equipment Directive, 2002 European Commission 2002.

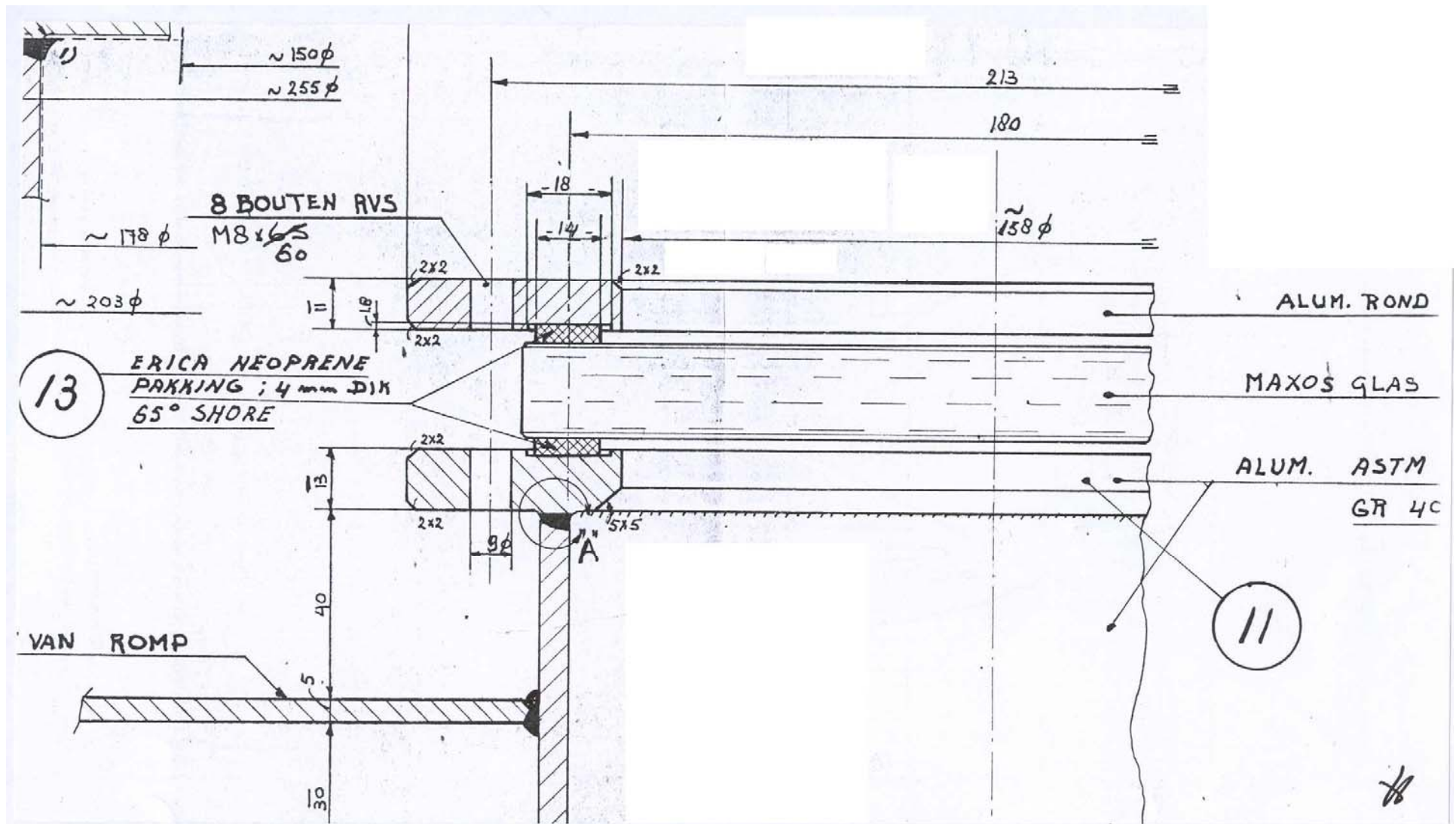
[04] Regels voor Toestellen onder Druk. Lloyd's Register, Nederland b.v.

[05] Leijendeckers, P.P.H. c.s.

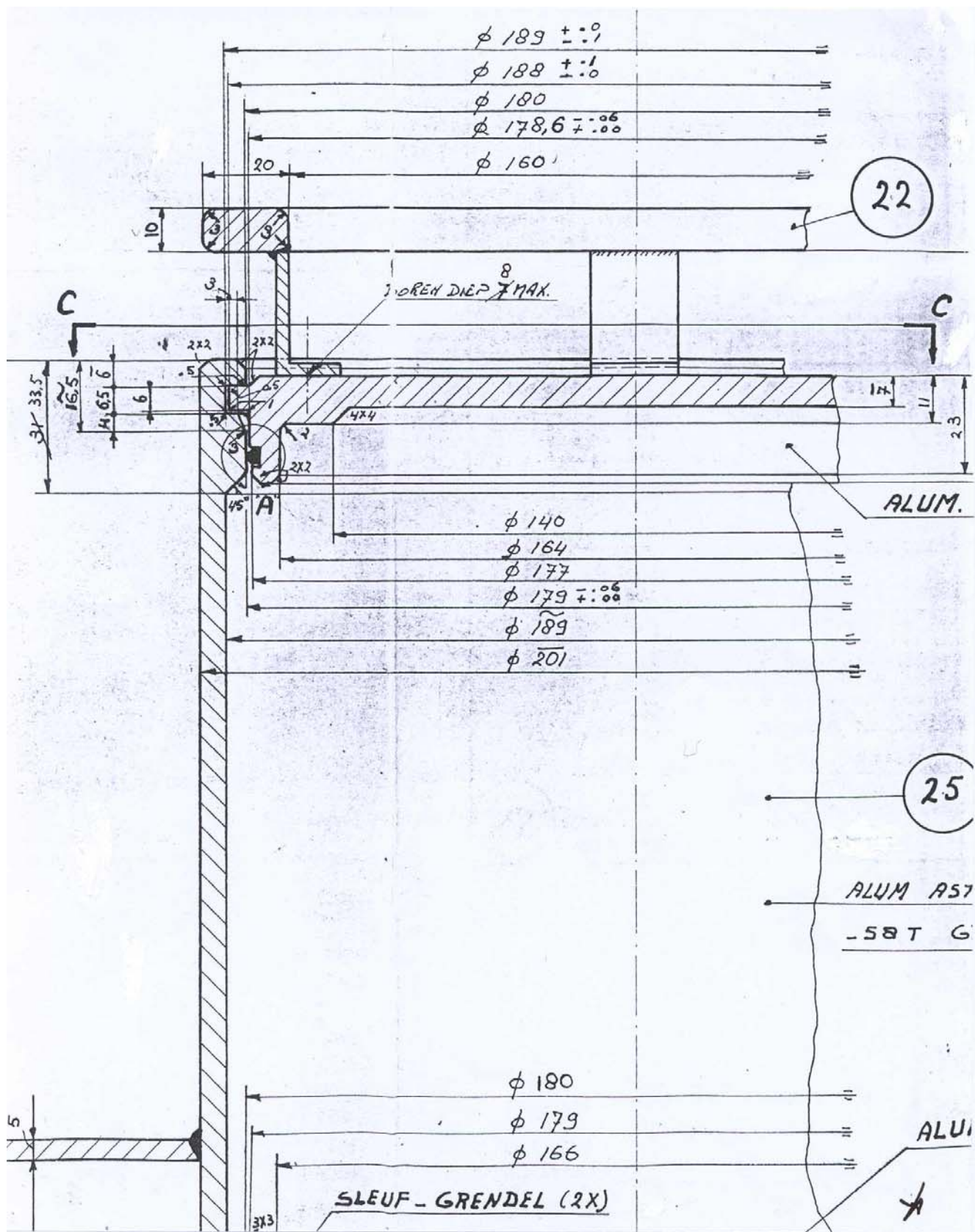
Poly-Technisch zakboekje. 50^{ste} druk, 2003. Reed Business Information b.v.

[06] Mansfield, E.H. (M.A.)

Neutral holes in Plane Sheet; Reinforced Holes which are Elastically Equivalent to the Uncut Sheet. Aeronautical Research Council. R. & M. N^o 2815. September 1950 (issued 1955).

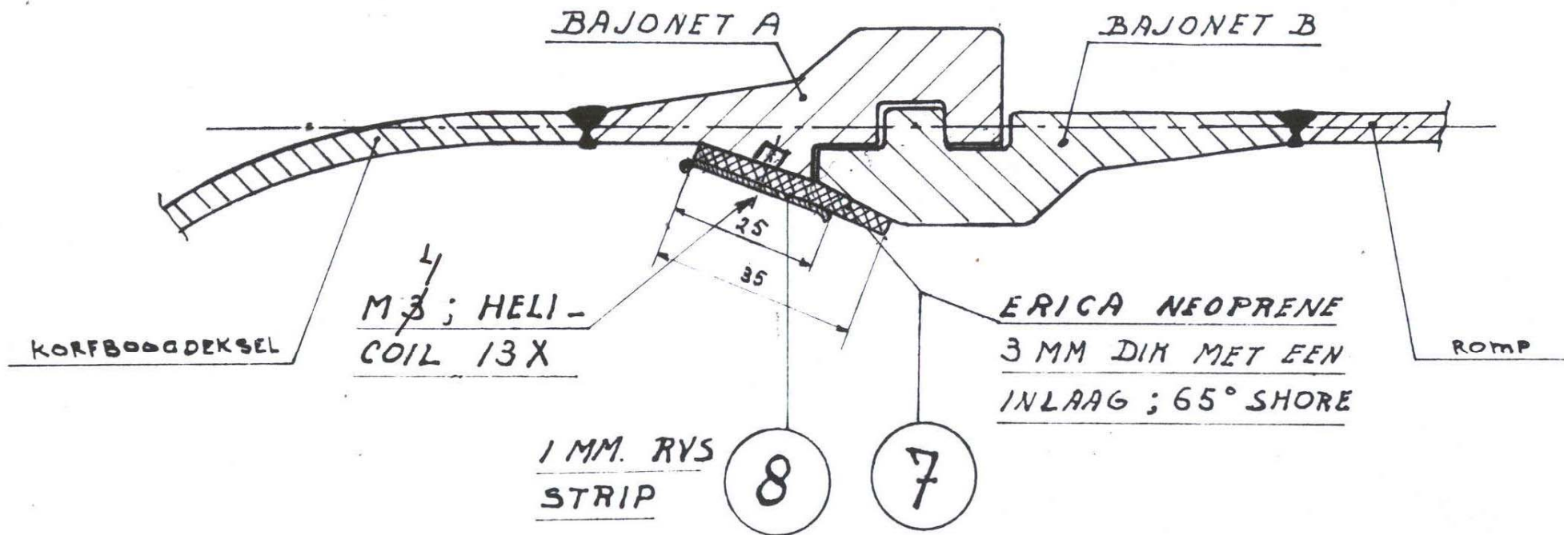


Figuur 01 Drukafdichtende insluiting van de vensters van de decompressietank DR-65 van de Stichting Duik Research

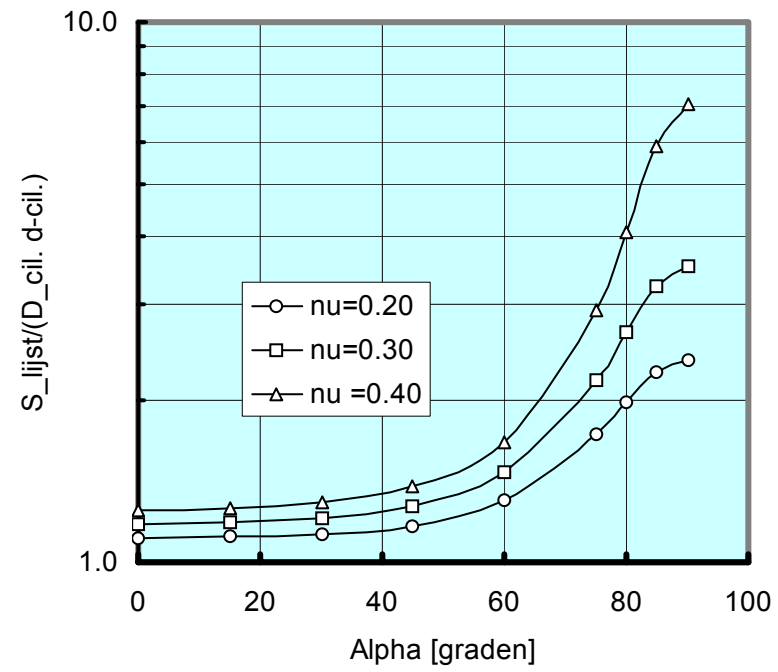


Figuur 02 Bajonetsluiting van de "koffie en thee-sluis" met glijdende O-ring afdichting van de decompressietank DR-65 van de Stichting Duik Research

A



Figuur 03 Bajonetsluiting van het deksel met flapafdichting van de decompressietank DR-65 van de Stichting Duik Research



Figuur 04 Doorsnede versterkingslijst rond het neutrale gat