

Inhoud

1. Inleiding.....	2
2. Ontwerpgegevens.....	2
3. Cilinderdimensies.....	3
4. Flensdimensies.....	5
5. Boutdimensies	7
6. Pakkingsmaten	9
7. Voorbeeld.....	10
8. Conclusie.....	14
Literatuur	14
Appendix A Cilinderwanddikte.....	15
Appendix B Boutmaten	16
Appendix C Pakkingseigenschappen.....	18
Appendix D Normberekening	20

Over P3 Engineering

P3 Engineering ontwikkelt software voor het mechanisch ontwerpen, analyseren en beoordelen van drukvaten volgens nationale en internationale normen. Onze producten worden ingezet bij de fabricage, het onderhoud en de controle van drukapparatuur of onderdelen hiervan. Samen met onze klanten streven wij naar toegankelijke en betrouwbare software om deze werkzaamheden zo goed mogelijk uit te kunnen voeren.

Daarnaast leveren wij al meer dan 20 jaar ingenieursdiensten zoals het doorrekenen van kolommen, warmtewisselaars en andere typen drukvaten. Deze praktische ervaring en de interactie met opdrachtgevers gebruiken wij om de software verder te optimaliseren.

Disclaimer

P3 Engineering heeft dit document met grote zorgvuldigheid samengesteld. Bij de berekeningen in dit document is uitgegaan van een aantal algemene uitgangspunten waarvan niet vaststaat of die op alle situaties van toepassing zijn. Alle berekeningen zijn daarom uitsluitend indicatief en er kunnen geen rechten aan ontleend worden of aanspraken gemaakt worden.

1. Inleiding

In dit artikel wordt uitgelegd hoe een aangepaste flens voor een warmtewisselaar gedimensioneerd kan worden. Vanuit de inwendige diameter B worden stap voor stap de flensafmetingen bepaald aan de hand van een aantal regels. Het eindresultaat is een maakbare flens met afmetingen die gebruikt kunnen worden om een spanningsanalyse te maken met behulp van bijvoorbeeld de P3 Engineering [VES software](#). De VES software bevat onder andere de implementaties voor de normberekeningen voor flenzen volgens [ASME VIII Division 1](#) [A], [EN 13445-3](#) [B], [AD 2000 Regelwerk](#) [C] en [Regels voor Toestellen Onder Druk](#) [D].

2. Ontwerpgegevens

De volgende gegevens zijn nodig om te kunnen beginnen met het flensontwerp.

a) De ontwerpcondities:

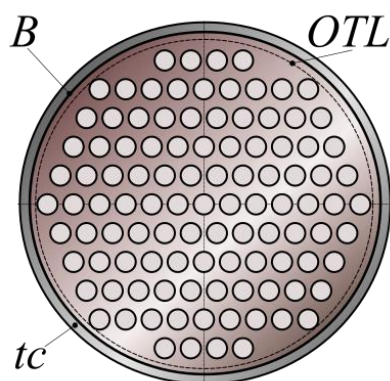
$$P_d = \text{Ontwerpdruk} \quad [\text{MPa}] \quad (1)$$

$$T_d = \text{Ontwerptemperatuur} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2)$$

$$C_a = \text{Corrosietoeslag} \quad [\text{mm}] \quad (3)$$

b) De Outer Tube Limit:

$$OTL = \text{De kleinste diameter die alle buizen van de bundel omvat.} \quad [\text{mm}] \quad (4)$$



B	Inwendige diameter van de omhullende cilinder.	[mm]
OTL	Kleinste diameter rondom alle buizen in de bundel.	[mm]
t_c	Wanddikte van de cilinder.	[mm]

Figuur 1. Dwarsdoorsneden van een cilinder met daarin een buizenbundel.

c) De boutmaat:

$$d_b = \text{start met } \frac{3}{4}'' \text{ of M20} \quad [\text{mm}] \quad (5)$$

Voor een grote flensdiameters of een hoge ontwerpdruk kan een grotere boutmaat d_b gekozen worden om het ontwerp mee te starten.

In een normberekening voor flenzen is het totale boutoppervlak van belang voor een lekvrije dichting. De totale boutoppervlakte A_b is gelijk aan het aantal bouten n_b maal het boutoppervlak per bout A_k :

$$A_b = n_b A_k \quad [mm] \quad (6)$$

Met de toelaatbare spanning van het boutmateriaal gelijk aan

$$f_{ba} \quad [MPa] \quad (7)$$

kan de totale maximale boutkracht uitgerekend worden:

$$F_{nb} = f_{ba} A_b \quad [N] \quad (8)$$

Voor een lekvrije flensverbinding moet de maximale boutkracht F_{nb} voldoende groot zijn om de vereiste pakkingsdruk aan te kunnen brengen. Meer hierover in paragraaf 5 over de boutmaten.

Bouten met een grotere diameter d_b hebben een dwarsdoorsnede met een groter oppervlak A_k . Een grotere diameter resulteert dus in een kleiner aantal benodigde bouten n_b om tot hetzelfde boutoppervlak A_b te komen. In paragraaf 4 over de flensmaten zal aangetoond worden dat met een grotere boutdiameter d_b de uitwendige diameter A van de flens ook zal toenemen.

d) De compressiefactor m van de pakking:

$$m = 2, \text{ voor kamprofiel pakkingen} \quad (9)$$

$$m = 3, \text{ voor spiral wound pakkingen}$$

$$m = 5,5, \text{ voor stalen vlakke ringen}$$

Om lekkage te voorkomen vereist de pakking, onder operationele condities, een minimale pakkingsdruk. Deze minimale pakkingsdruk is evenredig met de grootte van de compressiefactor m . De grootte van de compressiefactor is afhankelijk van het soort pakking en de toegepaste materialen (zie Tabel 4. *Pakkingseigenschappen m en y*). Een hogere compressiefactor m resulteert in een hogere benodigde operationele pakkingsdruk. Om deze pakkingsdruk te garanderen is een grotere boutkracht F_{nb} nodig, dus een groter aantal bouten n_b of een grotere boutdiameter d_b .

3. Cilinderdimensies

De flensafmetingen worden opgebouwd vanuit de inwendige diameter B (Figuur 1). De flensmaten worden van binnen naar buiten toe bepaald. Als de uitwendige diameter A berekend is kunnen de pakkingsmaten worden bepaald.

Als eerste wordt deze inwendige diameter B berekend met de volgende formule:

$$B \geq OTL + 12 \quad [mm] \quad (10)$$

De inwendige diameter B kan groter gekozen worden afhankelijk van de functie of constructie van de warmtewisselaar. Bijvoorbeeld: voor een ketel type warmtewisselaar of voor benodigde ruimte voor glijstrippen.

Als tweede worden de benodigde wanddikte t_{cr} van de aansluitende cilinder bepaald. In Figuur 2 is de benodigde wanddikte t_{cr} voor een koolstofstalen cilinder met een uitwendige diameter $D_o = 1000$ [mm] gegeven als functie van de ontwerpdruk P_d en de ontwerptemperatuur T_d . De wanddikte t_{cr} is berekend met behulp van de formules uit ASME VIII Division 1[A] Appendix 1 en de materiaaleigenschappen uit ASME II Part D [E].

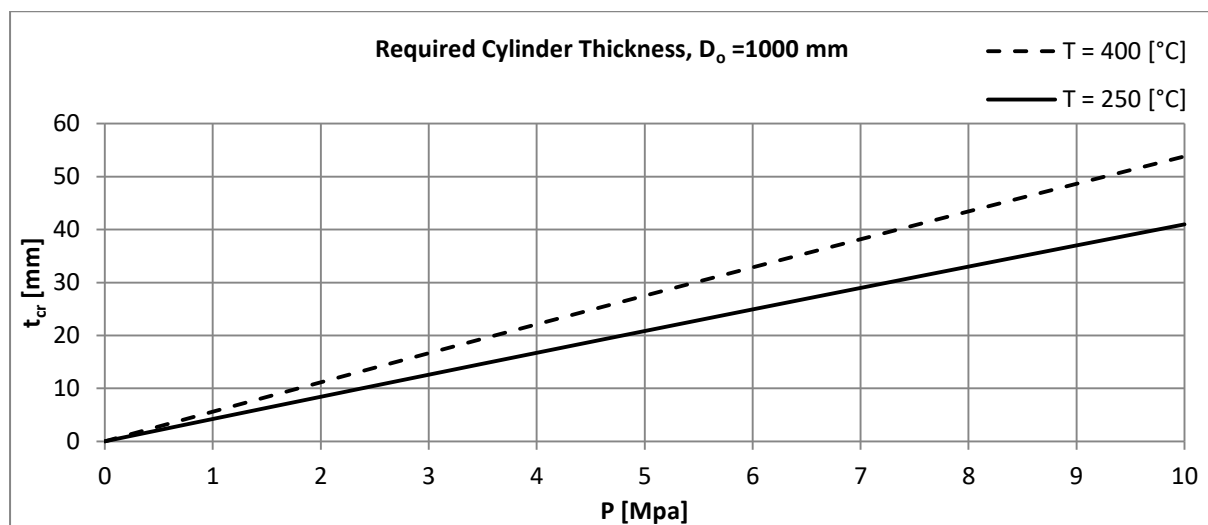
$$t_{cr} = \frac{P_d R_o}{S E_i + 0.4 P_d} \quad [mm] \quad (11)$$

$$R_o = \text{Uitwendige radius van de cilinder} \quad [mm]$$

$$S = \text{Toelaatbare spanning van het materiaal} \quad [MPa]$$

$$E_i = \text{De lasfactor voor de langsnaad van de cilinder} \quad [-]$$

Zie Appendix A *Cilinderwanddikte* voor getabelleerde waarden van t_{cr} als functie van ontwerpdruk P_d en ontwerptemperatuur T_d .



Figuur 2. Benodigde cilinder wanddikte t_{cr}

Voor een andere diameter dan $D_o = 1000$ mm kan behulp van Figuur 2 en de onderstaande formule een schatting voor de cilinderwanddikte t_c gemaakt worden.

$$t_c = \frac{B t_{cr}}{1000 - 2 t_{cr}} + C_a \quad [mm] \quad (12)$$

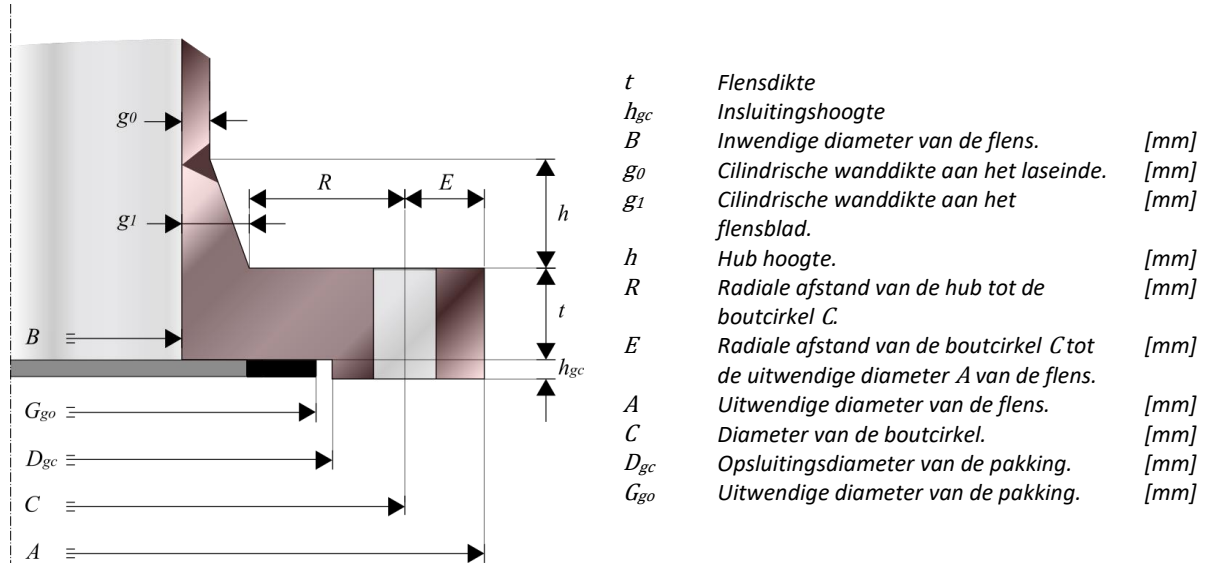
In het geval er een standaard pijp gebruikt wordt, moet er naast de corrosietoeslag ook rekening gehouden worden met een fabricage tolerantie t_{tol} op de wanddikte t_c .

De tolerantie voor buizen uit ASME B36.10M[F] en ASME B36.19M[G] is:

$$t_{tol} = 12.5 \quad [\%] \quad (13)$$

Voor buizen gemaakt van materialen uit de Europese normen EN 10216 [H] en EN 10217 [I] gelden verschillende toleranties afhankelijk van het soort materiaal, koolstofstaal of roestvaststaal, de diameter en de wanddikte.

4. Flensdimensies



Figuur 3. Flens nomenclaturen voor ASME VIII Division 1.

De hubdikte aan het laseinde wordt gelijk gesteld aan de wanddikte t_c van de cilinder:

$$g_0 = t_c \quad [mm] \quad (14)$$

De hub heeft een minimale hoogte die afhankelijk is van de gebruikte machines en gereedschappen. In dit geval is gekozen voor een minimale hub hoogte van 15 mm. Indien er meer ruimte nodig is rondom de hub ten gevolge van het fabricageproces kan de minimale hubhoogte groter gekozen worden.

$$h_{min} = 15 \text{ mm} \quad [mm] \quad (15)$$

De hoogte van de hub is ook afhankelijk van de dikte g_0 aan het laseinde. De afhankelijkheid wordt gegeven door de hub hoogtecoëfficiënt:

$$C_{hh} = 2 \quad (16)$$

Hieruit volgt de formule voor de hoogte van de hub:

$$h = C_{hh}g_0 \geq h_{min} \quad [mm] \quad (17)$$

Voor een conische hub wordt gebruikt gemaakt van een hellingcoëfficiënt:

$$C_{hs} = 3 \quad (18)$$

De dikte van de hub aan het flensblad kan m.b.v. C_{hs} berekend worden met de volgende formule:

$$g_1 = \frac{h}{C_{hs}} + g_0 \quad [mm] \quad (19)$$

Voor de uitwendige diameter van de hub volgt dan:

$$D_h = B + 2g_1 \quad [mm] \quad (20)$$

Afhankelijk van de toepassing of de fabricagemethode kunnen andere waarden voor h_{min} , C_{hh} en C_{hs} gekozen worden. Controleer wel of de helling van de hub nog voldoet aan de vereisten zoals gesteld in de gekozen berekeningsnorm voor de flens. De hellingscoëfficiënt C_{hs} mag niet te klein gekozen worden.

In *Appendix B Boutmaten* staan de minimale waarden voor de radiale flensmaten R en E . Deze minimale maten garanderen dat er genoeg ruimte is voor montagegereedschap en de moeren niet buiten de flens uitsteken. Voor de radiale afstand van de hub tot de boutcirkel geldt:

$$R \geq S_{Hmin} \quad [mm] \quad (21)$$

De maat S_{Hmin} is gebaseerd op een steeksleutel of een momentsleutel. Voor hydraulische aanhaalapparatuur zijn andere waarden beschikbaar die afhankelijk zijn van de diameter van de hydraulische kop. Iedere leverancier heeft hiervoor zijn eigen datasheet met minimale radiale afstanden voor R en E .

Ook voor de radiale afstand E van de boutcirkel C tot de uitwendige diameter van het flensblad A geldt een minimale waarde:

$$E \geq S_{Emin} \quad [mm] \quad (22)$$

Nu kan de diameter van de boutcirkel C als volgt berekend worden:

$$C = D_h + 2R \quad [mm] \quad (23)$$

En voor de uitwendige diameter A van het flensblad geldt dan:

$$A = C + 2E \quad [mm] \quad (24)$$

Omdat voor grotere boutdiameters de minimale radiale afstand E toeneemt zal ook de uitwendige diameter A toenemen bij de keuze voor een groter boutdiameter d_b .

De flensdikte kan nog niet exact bepaald worden, omdat voor een normberekening eerst alle afmetingen van de flens bekend moeten zijn. Daarom wordt gebruik gemaakt van een schatting voor de flensdikte t als functie van de al eerder bepaalde cilinderdikte t_c .

Met behulp van de diktecoëfficiënt C_{ft} wordt de initiële schatting voor de flensdikte als volgt berekend:

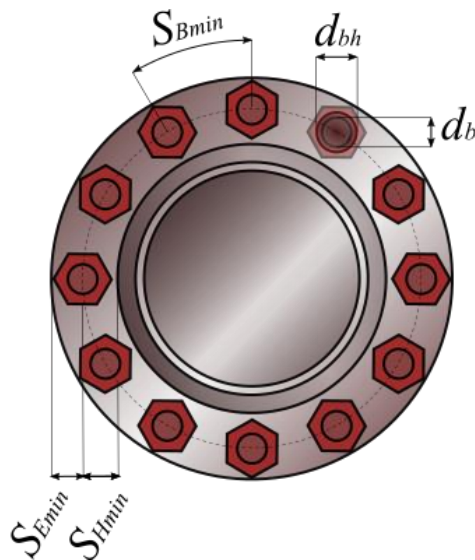
$$C_{ft} \in [5,6,7] \quad (25)$$

$$t = C_{ft} t_c \quad [mm] \quad (26)$$

Met een toenemende cilinderdikte t_c , die afhankelijk is van de ontwerpdruk P_d , zal de geschatte flensdikte t evenredig toenemen. In de uiteindelijke normberekening zal blijken of de flensdikte t voldoet. Als dit niet het geval is moet er iteratief naar de optimale flensdikte gezocht worden. Verschillende flensnormen zullen een andere flensdikte opleveren.

5. Boutdimensies

Voor het bepalen van de boutmaten wordt gebruik gemaakt van de tabellen in *Appendix B Boutmaten*. In deze tabellen worden de boutafmetingen en inbouwmaten gegeven als functie van de boutdiameter.



d_b	Boutdiameter.	[mm]
d_{bh}	Gatdiameter voor de bouten.	[mm]
S_{Bmin}	Minimale hart-tot-hart afstand tussen de bouten gemeten over de boutcirkel C^1 .	[mm]
S_{Hmin}	Minimale radiale afstand van de hub tot de boutcirkel C^1 .	[mm]
S_{Emin}	Minimale radiale afstand van de boutcirkel C^1 tot aan de uitwendige diameter A^1 van de flens.	[mm]

¹Voor A en C zie Figuur 3.

Figuur 4. Boutconfiguratie.

De nominale boutdiameter:

$$d_b \quad (27)$$

Voor de diameter van het boutgat gelden de volgende regels:

$$d_{bh} \geq d_b + 2.5 \text{ voor } M12 \quad [mm] \quad (28)$$

$$d_{bh} \geq d_b + 3 \text{ voor } 3/4'' \quad [mm]$$

...

$$d_{bh} \geq d_b + 10 \text{ mm voor } M56 \quad [mm]$$

Een kleiner boutgat met diameter d_{bh} is mogelijk indien de scheefstand van de flens bij montage beperkt wordt. Voor alle boutgaten geldt dan:

$$d_{bh} \geq d_b + 3 \quad [mm] \quad (29)$$

De maximale afstand tussen de bouten S_{bmax} kan op twee manieren bepaald worden. De eerste manier is volgens de paragraaf TEMA [J] *RCB-11.23 Load Concentration Factor* waarin S_{bmax} als volgt bepaald wordt:

$$S_{bmax} = 2d_b + \frac{6t}{m + 0.5} \quad [mm] \quad (30)$$

De tweede manier voor het bepalen van de maximale afstand S_{bmax} tussen de bouten komt uit ASME VIII Division 1 [A] Appendix 2:

$$S_{bmax} = 2d_b + t \quad [mm] \quad (31)$$

Het beperken van de afstand tussen de bouten moet voorkomen dat de afdichting gaat lekken. Indien de bouten te ver uit elkaar staan kan het gebeuren dat er niet voldoende pakkingsdruk aanwezig is in het gebied tussen de bouten. In dit gebied kan dan lekkage ontstaan. Indien de boutafstand toch groter is, moet het uitgerekende flensmoment in de normberekening verhoogd worden met een factor C_{Mb} :

$$C_{Mb} = \sqrt{\frac{S_b}{S_{bmax}}} \geq 1.0 \quad (32)$$

De minimale afstand tussen de bouten kan bepaald worden met de tabellen in *Appendix B Boutmaten*.

$$S_{bmin} = \text{zie Appendix B Boutmaten} \quad [mm] \quad (33)$$

Het minimaal aantal bouten n_{bmin} kan nu bepaald worden met:

$$n_{bmin} = \pi \frac{C}{S_{bmax}} \quad (34)$$

En op dezelfde manier kan het maximaal aantal bouten bepaald worden:

$$n_{bmax} = \pi \frac{C}{S_{bmin}} \quad (35)$$

Voor het geschatte aantal benodigde bouten n'_b wordt het rekenkundig gemiddelde gebruikt:

$$n_b \geq n'_b = \frac{(n_{bmin} + n_{bmax})}{2}; \quad n_b \in [4, 8, 12, \dots] \quad (36)$$

Het aantal bouten n_b moet een veelvoud van 4 zijn. Kies voor n_b het eerstvolgende veelvoud van 4 groter dan of gelijk aan n'_b .

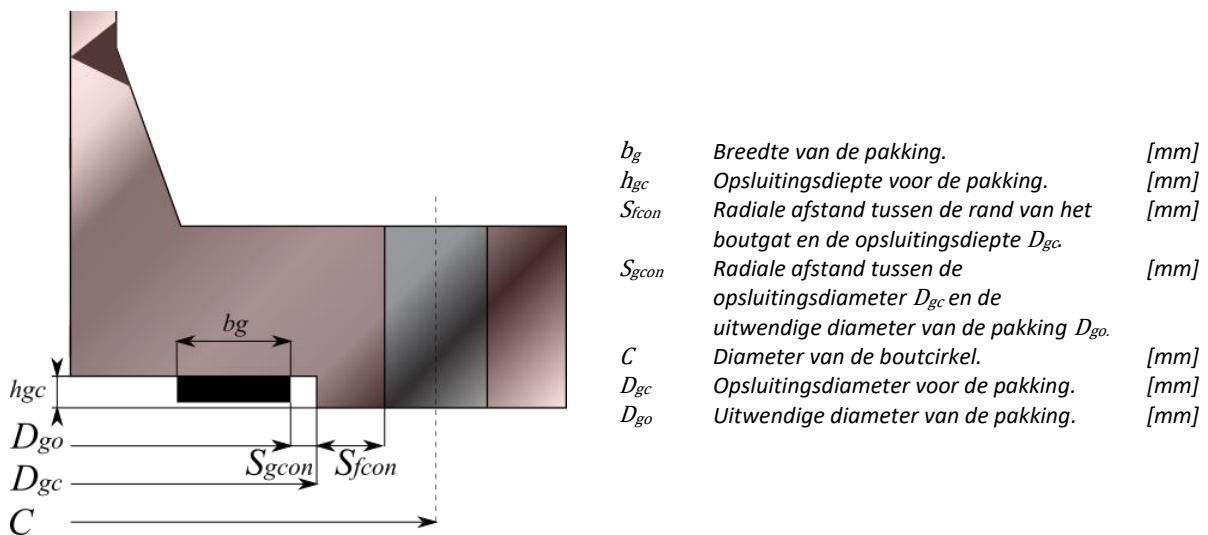
Het werkelijke aantal bouten n_b in het flensontwerp kan pas bepaald worden met behulp van een normberekening zoals ASME VIII Division 1 - Appendix 2 [A]. In de berekening zal blijken of er voldoende bouten zijn om de pakking dicht te houden in de volgende toestanden:

- 1) Bij montage met een minimale pakkingsdruk $P_g = y$.
- 2) Tijdens operationele condities met een minimale pakkingsdruk $P_g = mP_d$.

In de normberekeningen voor flenzen wordt uitgegaan van het totale boutoppervlak. Om tot de gewenste waarde van het totale boutoppervlak $A_b = n_b A_k$ te komen is het mogelijk om zowel het aantal bouten n_b als de boutdiameter d_b te variëren.

6. Pakkingsmaten

Bij het ontwerpen van een flens voor een warmtewisselaar wordt uitgegaan van een smalle pakking die in zijn geheel binnen de boutcirkel ligt. Daarnaast is er een opsluitingsdiameter D_{gc} waarbinnen de pakking ligt.



Figuur 5. Pakkingsconfiguratie.

De minimale radiale afstand van de rand van het boutgat tot aan de opsluitingsdiameter van de pakking is minimaal gelijk aan:

$$S_{fcon} = 6 \quad [mm] \quad (37)$$

Voor grote flensdiameters kan de waarde voor S_{fcon} groter gekozen worden. Voor bijzonder hoge ontwerpdrukken kan het voordelig zijn om de pakkingsdiameter zo klein mogelijk te maken. Het inwendige drukoppervlak van de flens wordt hierdoor beperkt. In dat geval moet S_{fcon} zo gekozen worden dat de inwendige pakkingsdiameter dicht bij de inwendige diameter van de flens ligt.

Voor de opsluitingsdiameter D_{gc} van de pakking geldt de volgende formule:

$$D_{gc} = C - d_{bh} - 2S_{fcon} \quad [mm] \quad (38)$$

Waarbij de diepte van de opsluiting h_{gc} voor de pakking minimaal 6 mm is:

$$h_{gc} = 6 \quad [mm] \quad (39)$$

De opsluitingsdiepte moet groter zijn dan de pakkingsdikte.

De minimale radiale afstand tussen de opsluitingsdiameter D_{gc} en de uitwendige diameter van de pakking is als volgt:

$$S_{gcon} = 3 \quad [mm] \quad (40)$$

Hiermee kan de uitwendige diameter D_{go} van de pakking berekend worden:

$$D_{go} = D_{gc} - 2S_{gcon} \quad [mm] \quad (41)$$

Voor de pakkingsbreedte geldt:

$$b_g = \in [13,16,19, \dots] \quad [mm] \quad (42)$$

Bij een te smalle pakkingsbreedte b_g kan voor grote flensdiameters of hoge drukken de oppervlaktespanning van de pakking te hoog oplopen. De pakkingsbreedte moet dan groter gekozen worden (16 mm of groter). Echter, een te grote pakkingsbreedte resulteert in onnodig hoge boutkrachten bij montage. De uiteindelijke controle van de pakkingsbreedte b_g vindt plaats in de normberekening.

De pakking moet geheel binnen de insluitingdiameter vallen. Daarom geldt er voor de maximale pakkingsdikte:

$$t_{gmax} = h_{gc} - 2 \quad [mm] \quad (43)$$

7. Voorbeeld

In dit hoofdstuk wordt een voorbeeld gegeven dat de effectiviteit van bovenstaande aanpak aantoonst als eerste stap om snel tot een flensontwerp te komen dat aan de norm voldoet. De eerste ontwerpgegevens worden geschat met behulp van de procedure zoals beschreven in dit artikel en worden gegeven in de onderstaande tabellen. De nummers in de eerste kolom van de tabellen verwijzen naar de formule nummers in dit artikel.

Dit initiële flensontwerp wordt vervolgens gebruikt als invoer voor onze [VES software](#) om een flensberekening te maken volgens ASME VIII divisie 1. We zullen aantonen dat na het eerste ontwerp slechts enkele iteraties nodig zijn om tot een normconform ontwerp te komen.

1) Ontwerpgegevens

(1)	Ontwerpdruk	P_d	= 2.9	[MPa]
(2)	Ontwerp temperatuur	T_d	= 200	[°C]
(3)	Corrosietoeslag	C_a	= 3	[mm]
(4)	Kleinste diameter rondom de buizen	OTL	= 962	[mm]
(5)	Boutdiameter	d_b	= UNC 1"	[in.]
(9)	Compressiefactor kamprofiel pakking	m	= 2	[-]

2) Flensmaten

(10)	$B \geq OTL + 12$	B	= 974	[mm]
(11)	Geschatte wanddikte voor $D_o = 1000$ [mm]	t_{cr}	= 13	[mm]
(12)	$t_c = \frac{B t_{cr}}{1000 - 2 t_{cr}} + C_a$	t_c	= 16	[mm]
(14)	$g_0 = t_c$	g_0	= 16	[mm]
(16)	Hoogtecoëfficiënt van de hub	C_{hh}	= 2	-
(17)	$h = C_{hh} g_0 \geq h_{min}$	h	= 32	[mm]
(18)	Hellingscoëfficiënt van de hub	C_{hs}	= 3	[-]
(19)	$g_1 = \frac{h}{C_{hs}} + g_0$	g_1	= 27	[mm]
(20)	$D_h = B + 2g_1$	D_h	= 1028	[mm]
(21)	$R \geq S_{Hmin} = 29$	R	= 35	[mm]
(23)	$C = D_h + 2R$	C	= 1098	[mm]
(22)	$E \geq S_{Emin} = 27$	E	= 27	[mm]
(24)	$A = C + 2E$	A	= 1152	[mm]
(25)	Geschatte diktecoëfficiënt $C_{ft} \in [5,6,7]$	C_{ft}	= 6	[-]
(26)	$t = C_{ft} g_0$	t	= 96	[mm]

3) Boutmaten

(27)	Gekozen boutdiameter	d_b	= 25.4	[mm]
(29)	$d_{bh} \geq d_b + 3$	d_{bh}	= 29	[mm]
(31)	$S_{bmax} = 2d_b + t$	S_{bmax}	= 146.8	[mm]
(34)	$n_{bmin} = \pi \frac{C}{S_{bmax}}$	n_{bmin}	= 23.5	
(33)	S_{bmin} = zie Appendix B Boutmaten	S_{bmin}	= 57	[mm]
(35)	$n_{bmax} = \pi \frac{C}{S_{bmin}}$	n_{bmax}	= 60.52	
(36)	$n_b \geq n'_b = \frac{(n_{bmin} + n_{bmax})}{2}$	n'_b	= 42.01	
(36)	Aantal bouten	n_b	= 44	

4) Pakkingsmaten

(37)	Minimale radiale afstand boutgat tot D_{gc}	S_{fcon}	= 6	[mm]
(38)	$D_{gc} = C - d_{bh} - 2S_{fcon}$	D_{gc}	= 1057	[mm]
(39)	Insluitingshoogte	h_{con}	= 6	[mm]
(40)	Minimale radiale afstand D_{go} tot D_{gc}	S_{gcon}	= 3	[mm]
(41)	$D_{go} = D_{gc} - 2S_{gcon}$	D_{go}	= 1051	[mm]
(42)	Pakkingsbreedte $b_g = \in [13,16,19, \dots]$	b_g	= 13	[mm]
(43)	$t_{gmax} = h_{gc} - 2$	t_{gmax}	= 4	[mm]

In Appendix D van dit document staan de uitkomsten van de ASME VIII Division 1 flensberekening gemaakt met de VES programmatuur van P3 Engineering. Op pagina 2 en 3 van de uitvoer is te zien dat het initiële ontwerp nog niet voldoet aan de eisen van de norm ASME VIII Division 1.

Op pagina 2 is bijvoorbeeld het totale boutoppervlak A_b rood gemarkeerd omdat niet aan de eis $A_b \geq A_m$ is voldaan.

Hierbij is A_m het benodigde boutoppervlak om de minimale pakkingsdruk te garanderen tijdens montage en de operationele conditie.

$$A_b = n A_k = \mathbf{15642.00} \quad [mm^2] \quad (44)$$

$$A_b \geq A_m = 16721.83 \quad [mm^2] \quad (45)$$

Op pagina 3 van de berekening is de spanning S_{Co} rood gemarkeerd. Voor deze spanning wordt niet voldaan aan de eis $S_{Co} \leq S_{fo}$.

$$S_{Co} = \text{Max} \left[\frac{(S_{Ho} + S_{Ro})}{2}, \frac{(S_{Ho} + S_{To})}{2} \right] = \mathbf{146.14} \quad [N/mm^2] \quad (46)$$

$$S_{Co} \leq S_{fo} = 137.93 \quad [N/mm^2] \quad (47)$$

Om de flens aan de norm te laten voldoen worden de volgende twee wijzigingen aangebracht.

Als eerste wordt de flens dikte t met 4 mm opgehoogd hierdoor zal de optredende spanning S_{Co} afnemen.

$$t = 96 + 4 = 100 \quad [mm]$$

Ten tweede wordt de het aantal bouten n_b met 4 stuks opgehoogd om zo het totale boutoppervlak A_b te vergroten.

$$n_b = 44 + 4 = 48$$

Na deze kleine aanpassingen kan de flens opnieuw met de VES software berekend worden. Uit de resultaten blijkt nu dat ook het boutoppervlak A_b en de spanning S_{Co} aan de eisen van ASME VIII Division 1 voldoen.

$$A_b = n A_k = \mathbf{17064.00} \quad [mm^2] \quad (48)$$

$$A_b \geq A_m = 16721.83 \quad [mm^2] \quad (49)$$

$$S_{Co} = \text{Max} \left[\frac{(S_{Ho} + S_{Ro})}{2}, \frac{(S_{Ho} + S_{To})}{2} \right] = \mathbf{137.34} \quad [N/mm^2] \quad (50)$$

$$S_{Co} \leq S_{fo} = 137.93 \quad [N/mm^2] \quad (51)$$

8. Conclusie

Met behulp van een beperkt aantal invoer gegevens is het mogelijk om een aangepaste flens te ontwerpen voor een warmtewisselaar. Door middel van een aantal geschatte coëfficiënten kan een praktisch ontwerp gerealiseerd worden dat redelijk voldoet aan de vereisten van een normberekening voor flenzen. De volgende parameters zijn beschikbaar om het initiële flensontwerp te sturen:

Parameter		Standaard waarde	
<i>Boutdiameter</i>	d_b	$\frac{3}{4}"$, M20	$d_b \geq \frac{3}{4}"$
<i>Hoogtecoëfficiënt van de hub</i>	C_{hh}	= 2	$C_{hh} \geq 2.0$
<i>Hellingscoëfficiënt van de hub</i>	C_{hs}	= 3	$C_{hs} \geq 3.0$
<i>Geschatte diktecoëfficiënt</i>	C_{ft}	= 6	$C_{ft} \in [5,6,7]$
<i>De compressiefactor</i>	m	= 2	$m \in [0 \dots 6.5]$

Om uiteindelijk te voldoen aan de normberekening zal het nodig zijn om één of meerdere iteraties te maken waarbij de schattingscoëfficiënten iets gewijzigd worden om zo dichterbij het gewenste resultaat te komen. Uiteindelijk kunnen in de normberekening de laatste optimalisaties plaatsvinden door bijvoorbeeld de flensdikte t of het aantal bouten n_b te wijzigen.

Literatuur

- [A] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 1, release 2015
- [B] EN 13445 Unfired pressure vessels – Part 3: Design, Issue 3 2016
- [C] AD 2000 Regelwerk, Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter
- [D] Regels voor Toestellen onder Druk, Technische Commissie voor Toestellen onder Druk
- [E] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Materials, Part D, Properties, release 2015
- [F] ASME B36.10M, Welded and Seamless Wrought Steel Pipe
- [G] ASME B36.19M, Stainless Steel Pipe
- [H] EN 10216, Seamless steel tubes for pressure purposes.
- [I] EN 10217, Welded steel tubes for pressure purposes.
- [J] TEMA: Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, Ninth Edition

Appendix A Cilinderwanddikte

Vereiste cilinderdikte t_{cr} volgens ASME VIII Division 1 [A] Appendix 1-1.

$$t_{cr} = \frac{P_d R_o}{SE + 0.4P_d} \quad [mm] \quad (52)$$

$$D_o = 1000 \quad [mm] \quad (53)$$

$$R_o = 500 \quad [mm] \quad (54)$$

$$E = 1.0 \quad (55)$$

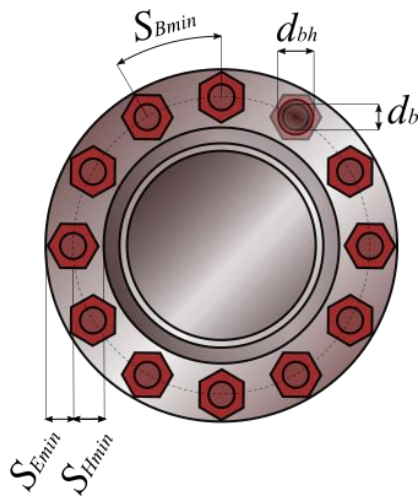
$$S = \text{Allowable stress SA 516 GR. 65, ASME II D} \quad [\text{MPa}] \quad (56)$$

Tabel 1. Benodigde wanddikte t_{cr} voor een koolstofstalen cilinder met $D_o = 1000$ [mm].

Allowable stress S ASME II part D SA-516-Gr.60	T	S	P [MPa]										
	[°C]	[MPa]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	up to 250	118.00	0.00	4.22	8.42	12.58	16.72	20.83	24.92	28.97	33.00	37.01	40.98
300	115.00	0.00	4.33	8.64	12.91	17.15	21.37	25.55	29.71	33.84	37.94	42.02	
325	112.00	0.00	4.45	8.87	13.25	17.61	21.93	26.22	30.49	34.72	38.93	43.10	
350	108.00	0.00	4.61	9.19	13.74	18.25	22.73	27.17	31.59	35.97	40.32	44.64	
375	104.00	0.00	4.79	9.54	14.26	18.94	23.58	28.20	32.77	37.31	41.82	46.30	
400	88.90	0.00	5.60	11.15	16.65	22.10	27.50	32.86	38.17	43.43	48.65	53.82	

Appendix B Boutmaten

De bout maattabellen bevatten boutmaten en de minimale afstanden die nodig zijn om een monteerbare flens te ontwerpen (zie TEMA [J] Tabel D-5).



d_b	Boutdiameter	[mm]
d_{bh}	Boutgat diameter	[mm]
S_{Bmin}	Minimale circulaire afstand tussen de bouten.	[mm]
S_{Hmin}	Minimale radiale afstand tussen de uitwendige hubdiameter en de boutcirkel.	[mm]
S_{Emin}	Minimale radiale afstand tussen de boutcirkel en de uitwendige flensdiameter.	[mm]
r_b	Hub naar flens transitieradius	[mm]

Figuur 6. Boutmaten.

Tabel 2. Unified Inch Schroefdraad.

Nominale diameter	Gatdiameter	Minimum afstand	Radiale afstand hub tot boutcirkel	Minimum hoekradius	Radiale afstand boutcirkel tot rand
Bouten voor niet standaard flenzen: Unified Inch schroefdraad					
d_b	d_{bh}	S_{Bmin}	S_{Hmin}	r_h	S_{Emin}
5/8"	19	38	24	8	19
3/4"	22	45	29	10	21
7/8"	25	52	32	10	24
1"	28	57	35	11	27
1 1/8"	32	64	38	11	29
1 1/4"	35	72	45	14	32
1 3/8"	38	78	48	14	35
1 1/2"	41	83	51	16	38
1 5/8"	44	89	54	16	41
1 3/4"	47	95	57	16	45
1 7/8"	51	102	60	16	48
2"	54	108	64	18	51
2 1/4"	60	121	70	18	57
2 1/2"	67	133	78	21	60
2 3/4"	73	146	86	22	67
3"	79	159	92	24	73

Tabel 3. Metrische schroefdraad.

Nominale diameter	Gatdiameter	Minimum afstand	Radiale afstand hub tot boutcirkel	Minimum hoekradius	Radiale afstand boutcirkel tot rand
Bouten voor niet standaard flenzen: Metrische schroefdraad					
d_b	d_{bh}	S_{Bmin}	S_{Hmin}	r_h	S_{Emin}
M12	15	31.75	20.64	7	15.88
M16	19	44.45	28.58	7	20.64
M20	23	52.39	31.75	9	23.81
M22	25	53.98	33.34	9	25.40
M24	27	58.74	36.51	9	28.58
M27	30	63.50	38.10	11	29.00
M30	33	73.03	46.04	11	33.34
M33	36	79.00	51.00	12	37.00
M36	39	84.14	53.97	12	39.69
M42	45	100.00	61.91	14	49.21
M48	51	112.71	68.26	15	55.56
M56	59	127.00	76.20	17	63.50
M64	67	139.70	84.14	19	66.68
M72	75	155.58	88.90	24	69.85
M80	83	166.69	93.66	27	74.61
M90	93	188.91	107.95	28	84.14
M100	103	207.96	119.06	30	93.66

Appendix C Pakkingseigenschappen

m	Compressiefactor van de pakking. Voor het berekenen van de benodigde operationele boutkracht wordt de ontwerpdruk P_d vermenigvuldigd met de compressiefactor m . Dit garandeert in de operationele toestand voldoende pakkingsdruk om lekkage te voorkomen.
y	Minimale oppervlaktespanning die nodig is voor een lekvrije flensverbinding bij montage. Deze parameter wordt gebruikt om de minimale totale boutkracht voor de montagetoestand te berekenen.
D_{go}	Uitwendige diameter
b_g	Pakkingsbreedte
t_g	Pakkingsdikte

Tabellen met pakkingsparameters m en y zijn te vinden in de berekeningsnormen. Ze zijn ook te vinden in de catalogus van een pakkingsleverancier.

Alle berekeningsnormen voor flenzen bepalen de minimaal benodigde boutkracht voor een lekvrije verbinding met behulp van parameters m en y . Echter niet alle normen controleren of de maximale pakkingsdruk overschreden wordt. De maximale pakkingsdruk is afhankelijk van het type pakking, de gebruikte materialen en de ontwerptemperatuur T_d en is meestal te vinden in de catalogus van de fabrikant.

Tabel 4. Pakkingseigenschappen m en y .

ASME VIII Division 1 Table 2-5.1			
Gasket compression factor m and minimum design seating stress y			
Gasket types shape and material	m	y	
	[-]	[psi]	[MPa]
Self engineering types	0.00	0	0.0
Elastomers without fabric or high percentage of mineral fiber			
Below 75A Shore Durometer	0.50	0	0.0
75A or higher Shore Durometer	1.00	200	1.4
Mineral fiber with binder			
1/8 inch (3.2 mm) thick	2.00	1600	11.0
1/16 inch (1.6 mm) thick	2.75	3700	25.5
1/32 inch (0.8 mm) thick	3.50	6500	44.8
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400	2.8
Elastomers with mineral fiber fabric insertion with or without wire reinforcement			
3-ply	2.25	2200	15.2
2-ply	2.50	2900	20.0
1-ply	2.75	3700	25.5
Vegetable Fiber	1.75	1100	7.6
Spiral-wound metal, mineral fiber filled			
Carbon	2.50	10000	69.0
Stainless, Monel and nickel based alloys	3.00	10000	69.0
Corrugated metal, mineral fiber insert, or corrugated metal, jacketed mineral fiber filled			
Soft aluminum	2.50	2900	20.0
Soft copper or brass	2.75	3700	25.5
Iron or soft steel	3.00	4500	31.0
Monel or 4-6% chrome	3.25	5500	37.9
Stainless steel and nickel based alloys	3.50	6500	44.8
Corrugated metal			
Soft aluminum	2.75	3700	25.5
Soft copper or brass	3.00	4500	31.0
Iron or soft steel	3.25	5500	37.9

ASME VIII Division 1 Table 2-5.1			
Gasket compression factor <i>m</i> and minimum design seating stress <i>y</i>			
Gasket types shape and material	<i>m</i>	<i>y</i>	
	[-]	[psi]	[MPa]
Monel or 4-6% chrome	3.50	6500	44.8
Stainless steels and nickel based alloys	3.75	7600	52.4
Flat metal, jacketed mineral fiber filled			
Soft aluminum	3.25	5500	37.9
Soft copper or brass	3.50	6500	44.8
Iron or soft steel	3.75	7600	52.4
Monel	3.50	8000	55.2
4-6% chrome	3.75	9000	62.1
Stainless steels and nickel based alloys	3.75	9000	62.1
Grooved metal			
Soft aluminum	3.25	5500	37.9
Soft copper or brass	3.50	6500	44.8
Iron or soft steel	3.75	7600	52.4
Monel or 4-6% chrome	3.75	9000	62.1
Stainless steels and nickel based alloys	4.25	10100	69.7
Solid flat metal			
Soft aluminum	4.00	8800	60.7
Soft copper or brass	4.75	13000	89.7
Iron or soft steel	5.50	18000	124.1
Monel or 4-6% chrome	6.00	21800	150.3
Stainless steels and nickel based alloys	6.50	26000	179.3
Ring joint			
Iron or soft steel	5.50	18000	124.1
Monel or 4-6% chrome	6.00	21800	150.3
Stainless steels and nickel based alloys	6.50	26000	179.3
Stainless steel camprofile			
Graphite layer low pressure	2.00	3200	22.1
Graphite layer medium pressure	2.00	6600	45.5
Graphite layer high pressure	2.00	10000	69.0
Spiral wound, SS 316L, graphite filled	3.00	10000	69.0

Appendix D Normberekening

In deze appendix is een complete flensberekening volgens de ASME VIII Division 1 Appendix 2 norm gemaakt met de [VES software](#). Pagina 1 bevat de invoer gegevens waarbij de flensmaten afkomstig zijn uit de voorbeeldberekening in hoofdstuk 7.

ASME VIII div.1 [Issue 2017]						
Appendix 2 Bolted flange connections						
Type of flange		Integral hub				
Design pressure	P	3.1		N/mm ²		
Design temperature	T	200		°C		
Material		A-105			-	
Allowable stress at T	Sfo	137.93		N/mm ²		
Allowable stress at 20 °C	Sfa	137.93		N/mm ²		
Modulus of elasticity at T	E	198000		N/mm ²		
Outside diameter	A	1152		mm		
Nominal inside diameter	Bn	974		mm		
Bolt circle diameter	C	1098		mm		
Mean gasket diameter	G	1038		mm		
Nominal flange thickness	tn	96		mm	(t = tn - Caf)	
Allowance on flange facing	Caf	0		mm	(Optional: default Caf = 0)	
Flange-to-shell connection						
Nominal hub thickness (small end)	g0n	16		mm		
Nominal hub thickness (large)	g1n	27		mm		
Hub height	h	32		mm		
Corrosion allowance	Ca	3		mm		
Bolting material		A-193-B16<=2.5				
Allowable stress at T	Sbo	172.41		N/mm ²		
Allowable stress at 20 °C	Sba	172.41		N/mm ²		
Number of bolts	n	44		-		
Nominal bolt diameter	a	25.40		mm		
Root area per bolt	Ak	355.50		mm ²		
Optional: only required for flange pairs with different design conditions (example: two flanges around a tubesheet)						
Min. Am high pressure side	Am'	0.00		mm ²	(Optional: default=0)	
Operating load high press. side	Wo'	0		N	(optional: default = 0)	
Gasket material		Camprofile SS with graphite layer (high press)				
Gasket width	N	13		mm		
Basic seating width	bo	6.5		mm		
Effective width	b	6.42		mm		
Minimum seating pressure	y	68.95		N/mm ²		
Gasket compression factor	m	2		-		
Gasket partition factor: default = 1.0	Gpf	1		(No. tubesheet partition lanes:1=>Gpf=1.3; 2=>Gpf=1.6)		
User	P3 Engineering, AvdV			Job	P-001	
Client	P3 Engineering			Item	Flange-1	
Location	The Netherlands			Part	Flange 1	
Prog.Rev.	VES [19]			Revision	A.0	18/Jun/19
Date	18/Jun/19 11:29:02	Signed		Code	App 2	Page 1

ASME VIII div.1 [Issue 2017]					
Appendix 2 Bolted flange connections					
Calculated values					
$B = B_n + 2 C_a$	B	980	mm		
$g_0 = g_{0n} - C_a$	g_0	13	mm		
$g_1 = g_{1n} - C_a$	g_1	24	mm		
$t = t_n - C_a f$	t	96	mm		
$B_s = \pi C/n$	B_s	78.40	mm	($B_{smin} \leq B_s \leq B_{smax}$)	
Minimum bolt spacing	B_{smin}	58.00	mm	(center-to-center)	
$B_{smax} = 2a + 6t / (m+0.5)$	B_{smax}	281.20	mm		
Max. number of bolts = $\pi C / B_{smin}$	nb_{max}	59.47	-	(to fit bolt circle)	
$R = (C - B)/2 - g_1$	R	35.00	mm	($R \geq R_{min}$)	
Minimum distance bolt circle to hub	R_{min}	35.00	mm		
$E = (A - C)/2$	E	27.00	mm	($E \geq E_{min}$)	
Min. distance bolt circle to flange O.D.	E_{min}	27.00	mm		
Flange loadings					
$H = \pi/4 G^2 P$	H	2623290	N		
$H_p = 2 b \pi G m P G_p f$	H_p	259784	N		
$W_{m1} = H + H_p$	W_{m1}	2883074	N		
$W_{m2} = \pi b G y G_p f$	W_{m2}	1444474	N		
$A_{m1} = W_{m1} / S_{b0}$	A_{m1}	16721.83	mm ²		
$A_{m2} = W_{m2} / S_{b0}$	A_{m2}	8377.95	mm ²		
$A_m = \text{Max}(A_{m1}, A_{m2}, A_{m'})$	A_m	16721.83	mm ²		
$A_b = n A_k$	A_b	15642.00	mm ²	($A_b \geq A_m$)	
$W_o = \text{Max}(W_{m1}, W_o')$	W_o	2883074	N		
$W_a = (A_m + A_b) S_{b0}/2$	W_a	2789985	N		
$N_{min} = A_b S_{b0} / (2 v \pi G G_p f)$	N_{min}	6.00	mm	($N \geq N_{min}$)	
Integral hub flange					
$HD = \pi/4 B^2 P$	HD	2338319	N		
$HG = W_o - H$	HG	259784	N		
$HT = H - HD$	HT	284971	N		
$hD = R + 0.5 g_1$	hD	47.00	mm		
$hG = (C - G)/2$	hG	30.00	mm		
$hT = (R + g_1 + hG)/2$	hT	44.50	mm		
$MD = hD HD$	MD	109900985	Nmm		
$MG = hG HG$	MG	7793521	Nmm		
$MT = hT HT$	MT	12681211	Nmm		
$Mo' = MD + MG + MT$	Mo'	130375717	Nmm		
$Ma' = W_a hG$	Ma'	83699557	Nmm		
$B_{sc} = \text{Max}(\text{sqr}(B_s / (2a + t)), 1.0)$	B_{sc}	1.0000	-	($B_{sc} \geq 1$)	
$K = A/B$	K	1.1755	-		
$h_0 = \text{sqr}(B g_0)$	h_0	112.8716	mm		
h/h_0	h/h ₀	0.2835	-		
Fig. 2-7.1	T	1.8487	-		
Fig. 2-7.1	Z	6.2380	-		
Fig. 2-7.1	Y	12.0870	-		
Fig. 2-7.1	U	13.2824	-		
Fig. 2-7.2	F	0.8751	-		
Fig. 2-7.3	V	0.3262	-		
Fig. 2-7.6	f	1.8380	-		
$e = F/h_0$	e	7.75E-03	1/mm		
g_1/g_0	g_1/g_0	1.8462	-		
$d = U/V h_0 a_0^2$	d	776636.1596	mm ³		
User	P3 Engineering, AvdV		Job	P-001	
Client	P3 Engineering		Item	Flange-1	
Location	The Netherlands		Part	Flange 1	
Prog. rev.	VES [19]		Revision	A.0	18/Jun/19
Date	18/Jun/19 11:29:02	Signed	Code	App 2	Page 2

ASME VIII div.1 [Issue 2017]						
Appendix 2 Bolted flange connections						
$L = (t e + 1)/T + t^2/d$		L	2.0827			-
Stresses under operating condition						
Allowable stress	Sfo		137.93			N/mm ²
Allowable stress hub	1.5 Sfo		206.90			N/mm ²
Mo = Mo' Bsc	Mo		130375717			Nmm
SHo = f Mo / (L g ¹ B)	SHo		203.83			N/mm ² (SHo <= 1.5 Sfo)
SRo = (1.33 t e + 1) Mo / (L t ² B)	SRo		13.79			N/mm ² (SRo <= Sfo)
STo = Y Mo/(t ² B) - Z Sro	STo		88.45			N/mm ² (STo <= Sfo)
SCo = Max{(SHo+SRo)/2, (SHo+STo)/2}	SCo		146.14			N/mm ² (SCo <= Sfo)
Stresses under atmospheric condition						
Allowable stress	Sfa		137.93			N/mm ²
Allowable stress hub	1.5 Sfa		206.90			N/mm ²
Ma = Ma' Bsc	Ma		83699557			Nmm
SHa = f Ma / (L g ¹ B)	SHa		130.86			N/mm ² (SHa <= 1.5 Sfa)
SRa = (1.33 t e + 1) Ma / (L t ² B)	SRa		8.85			N/mm ² (SRa <= Sfa)
STa = Y Ma/(t ² B) - Z Sra	STa		56.78			N/mm ² (STa <= Sfa)
SCa = Max{(SHa+SRa)/2, (SHa+STa)/2}	SCa		93.82			N/mm ² (SCa <= Sfa)
J = 52.14 Mo' V / (L E g ⁰ h ⁰ 0.3)	J		0.94			- (J <= 1)
User	P3 Engineering, AvdV			Job	P-001	
Client	P3 Engineering			Item	Flange-1	
Location	The Netherlands			Part	Flange 1	
Prog. rev.	VES [19]			Revision	A.0	18/Jun/19
Date	18/Jun/19 11:29:02	Signed		Code	App 2	Page 3