

## BAB IV

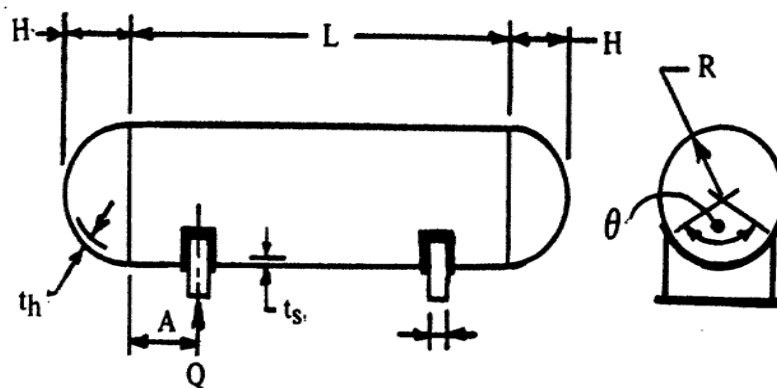
### PEMBAHASAN

#### 4.1. Perancangan dengan Perhitungan Manual

##### 4.1.1. Perhitungan Ketebalan Dinding Berdasarkan Beban Tekanan Dalam (*Internal Pressure*)

###### 1) Menghitung Ketebalan Dinding *Shell*

Ketebalan dinding *shell* pada *pressure vessel* yang menggunakan 2 *saddle* harus mampu menahan tegangan maksimum. Langkah pertama yaitu mengansumsikan ketebalan dinding *shell* ( $t_s$ ) sebesar 0,28 in



Gambar 4.1. Vessel

Parameter perhitungan :

- *Shell Material* = SA-516 Grade 60
- *Diameter Vessel (D)* = 1450 mm = 57 in = 4,75 ft
- *Jari-jari shell (R)* =  $D/2 = 28,5$  in
- *Panjang shell (L)* = 4350 mm = 171,26 in
- *Tekanan desain internal (P)* = 3,5 barg = 50,76 psi
- *Temperatur desain (T)* = 100°C = 212°F
- *Tegangan izin shell (S<sub>a</sub>)* = 19.500 psi (ANSI B31.3)
- *Titik luluh material (σ<sub>y</sub>)* = 32.000 psi (ANSI B31.3)

- Tebal shell ( $t_s$ ) = 0,28 in (Tebal Asumsi)
- Corrosion Allowed (CA) = 3 mm = 0,118 in
- Jarak shell ke saddle (A) = 30 in
- Lebar saddle (b) = 11 in
- Tinggi head (H) =  $D/4 = 14,25$  in
- Efisiensi sambungan (E) = 1
- Sudut saddle ( $\theta$ ) =  $120^\circ$
- Kapasitas vessel (V) =  $8 \text{ m}^3$
- $\gamma$  air =  $1.000 \text{ kgf/m}^3$
- $W_{vessel}$  = 10.800 kgf

- Menghitung berat air

$$\begin{aligned}
 &= V \times \gamma \text{ air} \\
 &= 8 \text{ m}^3 \times 1000 \text{ kgf/m}^3 \\
 &= 8.000 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

- Menghitung berat total

$$\begin{aligned}
 W_{total} &= W_{vessel} + W_{air} \\
 &= 10.800 \text{ kgf} + 8.000 \text{ kgf} \\
 &= 18.800 \text{ kgf} \\
 &= 41.446,9 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

$$\text{Konversi } 1 \text{ kgf} = 2,20462 \text{ lbf}$$

- Menghitung beban pda satu *saddle*

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{W_{total}}{2} \\
 &= \frac{41.446,9 \text{ lbf}}{2} \\
 &= 20.723,45 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

a) Menghitung tegangan *longitudinal bending*

- Syarat tegangan tarik yang terjadi pada saddle tanpa ring pengaku adalah =

$$S_1 + \left( \frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s} \right) < S_a \cdot E$$

- Syarat tegangan tekan yang terjadi pada saddle tanpa ring pangaku adalah =

$$\left( \frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s} \right) - S_1 < \sigma_y \cdot 0,5$$

- Tegangan tarik pada saddle tanpa ring pengaku

$$S_1 = \frac{QA \left( 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{KR^2 t_s}$$

$$= \frac{20.723,45 \text{ lbf} \times 30 \text{ in} \left( 1 - \frac{1 - \frac{30 \text{ in}}{171,26 \text{ in}} + \frac{(28,5 \text{ in})^2 - (14,25 \text{ in})^2}{2 \times 30 \text{ in} \times 171,26 \text{ in}}}{1 + \frac{4 \times 14,25 \text{ in}}{3 \times 171,26 \text{ in}}} \right)}{0,335 \times (28,5 \text{ in})^2 \times 0,28 \text{ in}}$$

$$= 1.666 \text{ psi}$$

- Tegangan tekan pada saddle tanpa ring pengaku

$$S_1 = - \frac{QA \left( 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{KR^2 t_s}$$

$$= - \frac{20.723,45 \text{ lbf} \times 30 \text{ in} \left( 1 - \frac{1 - \frac{30 \text{ in}}{171,26 \text{ in}} + \frac{(28,5 \text{ in})^2 - (14,25 \text{ in})^2}{2 \times 30 \text{ in} \times 171,26 \text{ in}}}{1 + \frac{4 \times 14,25 \text{ in}}{3 \times 171,26 \text{ in}}} \right)}{0,335 \times (28,5 \text{ in})^2 \times 0,28 \text{ in}}$$

$$= -1.666 \text{ psi}$$

- Tegangan akibat tekanan internal

$$\frac{PR}{2ts} = \frac{50,76 \times 28,5}{2 \times 0,28}$$

$$= 2.583 \text{ psi}$$

- Tegangan tarik pada *saddle*

Tegangan tarik tidak boleh melebihi tegangan izin shell dikalikan efisiensi sambungan.

$$S_a \cdot E = 19.500 \text{ psi} \cdot 1 = 19.500 \text{ psi}$$

Karena  $1.666 \text{ psi} + 2.583 \text{ psi} = 4.249 \text{ psi} < 19.500 \text{ psi}$ , maka tegangan tarik aman.

- Tegangan tekan pada *saddle*

Tegangan tekan tidak boleh melebihi titik luluh material dikalikan 0,5

$$0,5 \cdot \sigma_y = 0,5 \cdot 32.000 \text{ psi} = 16.000 \text{ psi}$$

Karena  $2.583 \text{ psi} - (-1.666 \text{ psi}) = 4.249 \text{ psi} < 16.000 \text{ psi}$ , maka tegangan tekan aman.

#### b) Tegangan *Tangential Shear*

Karena  $A > R/2$  yaitu ( $30 \text{ in} > 14,25 \text{ in}$ ) dan tidak ada ring pengaku, maka rumus yang digunakan adalah :

$$S_2 = \frac{K2Q}{Rts} \left( \frac{L-2A}{L+\frac{4}{3}H} \right)$$

Syarat aman  $S_2 < 0,8 \cdot S_a$

$$S_2 = \frac{K2Q}{Rts} \left( \frac{L-2A}{L+\frac{4}{3}H} \right)$$

$$= \frac{1,171 \text{ in} \times 20.723,45 \text{ lbf}}{28,5 \text{ in} \times 0,28 \text{ in}} \times \left( \frac{171,26 \text{ in} - 2 \times 30 \text{ in}}{171,26 \text{ in} + \left(\frac{4}{3}\right) \times 14,25 \text{ in}} \right)$$

$$= 1.778 \text{ psi}$$

Nilai  $S_2$  tidak boleh melebihi tegangan izin shell dikalikan 0,8

$$S_a \cdot 0,8 = 19.500 \text{ psi} \cdot 0,8 = 15.600 \text{ psi}$$

Karena  $1.778 \text{ psi} < 15.600 \text{ psi}$ , maka  $S_2$  aman.

c) Tegangan *Circumferential*

- Tegangan bagian ujung saddle

Karena  $L < 8R$  yaitu ( $171,26 \text{ in} < 288 \text{ in}$ ), maka rumus yang digunakan adalah:

$$S_4 = - \frac{Q}{4ts(b+1,56\sqrt{Rts})} - \frac{12K_6 QR}{Lts^2}$$

$$A/R = 30/28,5$$

= 1,05 ; dari grafik nilai konstanta  $K_6$  diperoleh 0,053

$$S_4 = - \frac{20.723,45}{4 \times 0,28(11 + 1,56 \sqrt{28,5 \times 0,28})} - \frac{12 \times 0,053 \times 20.723,45 \times 28,5}{171,26 \times 0,28^2}$$

$$= -29.177 \text{ psi}$$

Nilai  $S_4$  tidak boleh melebihi tegangan izin shell dikalikan 1,5

$$1,5 \cdot 19.500 \text{ psi} = 29.250 \text{ psi}$$

Karena  $-29.177 \text{ psi} < 29.250 \text{ psi}$ , maka  $S_4$  aman.

- Tegangan bagian bawah *shell*

Syarat aman  $S_5 < \sigma_y \cdot 0,5$

$$S_5 = - \frac{K_7 Q}{ts(b+1,56\sqrt{Rts})} = - \frac{0,76 \times 20.723,45}{0,28(11+1,56x\sqrt{28,5x0,28})}$$

$$= -3.651 \text{ psi}$$

Nilai  $S_5$  tidak boleh melebihi titik luluh material dikalikan 0,5

$$0,5 \cdot \sigma_y = 0,5 \cdot 32.000 = 16.000 \text{ psi}$$

Karena  $-3.651 < 16.000 \text{ psi}$ , maka  $S_5$  aman.

Tabel 4.1. Nilai tegangan pada saddle

Tegangan		$\left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s}\right) - S_1$	$\sigma_y \cdot 0,5$	$\left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s}\right) - S_1 < \sigma_y \cdot 0,5$
longitudinal bending	Tekan saddle (psi)	4.249	16000	Aman
		$S_1 + \left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s}\right)$	$S_a \cdot E$	$S_1 + \left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s}\right) < S_a \cdot E$
	Tarik saddle (psi)	4.249	19500	Aman
Tangential Shear (psi)		S2	$0,8 \cdot S_a$	$S_2 < 0,8 \cdot S_a$
		1.778	15.600	Aman
		S4	$1,5 \cdot S_a$	$S_4 < 1,5 \cdot S_a$
Circumferential (psi)	Pada ujung saddle (psi)	-29.177	29.250	Aman
		S5	$0,5 \cdot s_y$	$S_5 < 0,5 \cdot s_y$
	Pada bawah shell (psi)	-3.651	16.000	Aman

Setelah menghitung tegangan yang terjadi dengan ketebalan asumsi *shell* 0,28 in dan dibulatkan menjadi 0,3125 in sesuai yang ada di pasaran, maka dapat dinyatakan aman karena tegangan yang terjadi tidak melebihi tegangan izin.

## 2) Desain Head

Jenis *head* yang digunakan adalah 2:1 *ellipsoidal head*, materialnya SA-516 *Grade 60* dengan tegangan izin maksimum ( $S_a$ ) pada suhu 212°F adalah 19.500 psi. Untuk menentukan ketebalan dan MAWP pada kondisi *corroded* menggunakan persamaan:

- Tekanan desain (Pd) = 3,5 bar = 50,76 psi
- Temperatur desain (Td) = 100°C = 212°F
- Diameter dalam (D) = 1450 mm = 57 in
- Factor korosi (CA) = 3 mm = 0,118 in
- Join efisiensi (E) = 1 (Radiography test 100%)

a.

$$t = \frac{Pd \times D_{cor}}{2 \times S_a \times E - 0,2 \times Pd} + CA \text{ Kondisi Corroded}$$

$$= \frac{50,76 \text{ psi} \times (57 + (2 \times 0,118)) \text{ in}}{2 \times 19.500 \text{ psi} \times 1 - 0,2 \times 50,76 \text{ in}} + 0,118 \text{ in}$$

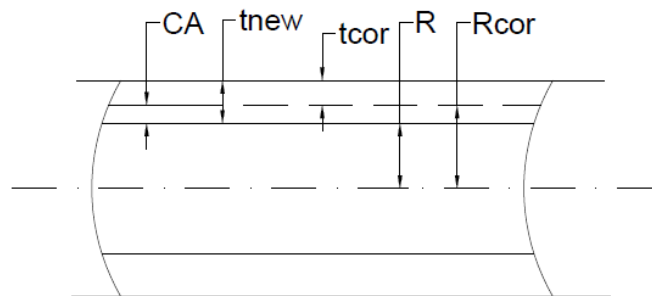
$$= 0,192 \text{ in (dibulatkan sesuai standar di pasaran sebesar 0,25 in)}$$

Tabel 4.2. Tebal Shell dan Head di Pasaran

Tebal Shell dan Head di Pasaran					
in	0,25	in	0,875	in	1,5
	0,3125		0,9375		1,5625
	0,375		1		1,625
	0,4375		1,0625		0,6875
	0,5		1,125		1,75
	0,5625		1,1875		1,8125
	0,625		1,25		1,875
	0,6875		1,3125		1,9375
	0,75		1,375		2
	0,8125		1,4375		2,25

#### 4.1.2. Perhitungan MAWP Shell, Head, dan Flange

Perhitungan Maximum Allowable Working Pressure (MAWP) dilakukan untuk mengetahui besarnya tekanan kerja yang diijinkan pada bagian *shell*, *head*, *flange*, dan bejana tekan itu sendiri. Perhitungan MAWP menggunakan D, R, dan t dalam kondisi korosi (*corroded*).

Gambar 4.2. *Shell*

Data D, R, dan t :

- $t_{s,cor} = 0,3125 \text{ inch} - 0,118 \text{ inch} = 0,194 \text{ in}$
- $t_{h,cor} = 0,25 \text{ inch} - 0,118 \text{ inch} = 0,132 \text{ in}$

$$- R_{cor} = 28,5 \text{ inch} + 0,118 \text{ inch} = 28,618 \text{ in}$$

$$- D_{cor} = 57 \text{ inch} + (2 \times 0,118) \text{ inch} = 57,236 \text{ in}$$

- Menghitung MAWP *Shell*.

$$\begin{aligned} MAWP &= \frac{S \times E \times (ts,cor)}{(Rcor)+(0,6 \times ts,cor)} \\ &= \frac{19.500 \text{ psi} \times 1 \times 0,194 \text{ in}}{28,618 \text{ in}+(0,6 \times 0,194) \text{ in}} \\ &= 131,654 \text{ psi} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan diatas menunjukkan besarnya MAWP shell sebesar 131,654 psi lebih besar dari tekanan desain 50,76 psi. Jadi ketebalan *shell* 0,3125 inch mampu menerima tekanan desain dan dapat dinyatakan aman.

- Menghitung MAWP Head

$$\begin{aligned} MAWP &= \frac{2 \times S \times E \times th,cor}{Dcor+(0,2 \times th,cor)} \\ &= \frac{2 \times 19.500 \times 1 \times 0,132}{57,236+(0,2 \times 0,132)} \\ &= 89,901 \text{ psi} \end{aligned}$$

Syarat aman ketebalan *head* apabila tekanan maksimum *head* lebih besar dari tekanan desain. Dari perhitungan yang telah dilakukan, tekanan maksimum *head* lebih besar dari tekanan desain yaitu 89,901 psi > 50,76 psi. Jadi ketebalan *head* 0,25 in mampu menerima tekanan desain dan dapat dinyatakan aman.

- Desain *Flange*

Material *flange* yang digunakan adalah SA-105 dengan rating 150lb pada temperatur 212°F. Tabel 4.2 adalah penentuan data MAWP *flange* didapat dari Tabel ANSI B16.5=1981.



Tabel 4.3. Data MAWP *Flange*

No.	Nozzle	Diameter (inch)	Flange		MAWP (psi)
			Rating	Material	
1	N1	4	150#	SA-105	260
2	N2	6	150#	SA-105	260
3	N3	2	150#	SA-105	260
4	N4	6	150#	SA-105	260
5	N5	2	150#	SA-105	260
6	N6	2	150#	SA-105	260
7	N7	2	150#	SA-105	260
8	K1 A/B	4	150#	SA-105	260
9	K2 A/B	4	150#	SA-105	260
10	K3 A/B	2	150#	SA-105	260
11	K4	2	150#	SA-105	260
12	M1	20	150#	SA-105	260

Berdasar tabel 4.3 nilai MAWP *flange* yaitu 260 psi lebih besar dari tekanan desain sebesar 50,76 psi. Jadi *flange* mampu menerima tekanan desain dan dapat dinyatakan aman.

MAWP yang dijadikan sebagai MAWP Bejana Tekan adalah MAWP yang paling rendah di antara MAWP *shell*, *head*, dan *flange*. MAWP terendah adalah MAWP *head* sebesar 89,901 psi, sehingga MAWP bejana tekan adalah MAWP *head* yaitu 89,901 psi.

#### 4.1.3. *Hydrostatic Test Pressure*

*Hydrostatic test pressure* bertujuan untuk mengetahui kekuatan suatu bejana tekan.

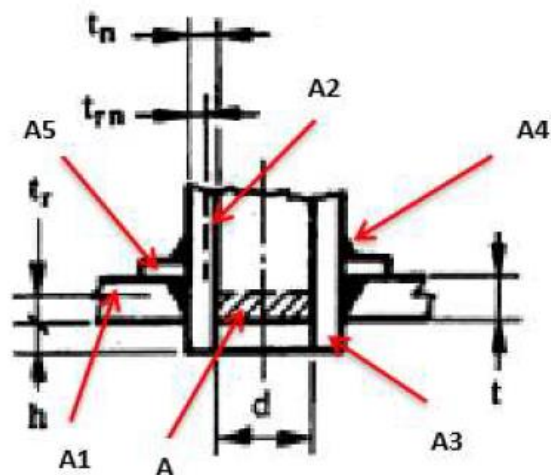
- Tekanan desain (Pd) = 50,76 psi
- Temperature desain (Td) = 212°F
- Temperatur test (Tt) = 80,6°F

- S pada T<sub>desain</sub> = 19.500 psi (ANSI B31.3)
- S pada T<sub>test</sub> = 20.000 psi (ANSI B31.3)

$$\begin{aligned}
 P_{\text{Test Hidrostatik}} &= 1,3 \times \text{Tekanan Desain} \times \frac{\text{Kekuatan Material @Suhu Tes}}{\text{kekuatan Material @Suhu Desain}} \\
 &= 1,3 \times 50,76 \text{ psi} \times \frac{20.000 \text{ psi}}{19.500 \text{ psi}} \\
 &= 67,68 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

#### 4.1.4. Desain Penguat Opening (Reinforcement Pad)

Perancangan *reinforcement pad* bertujuan untuk mengetahui diperlukan atau tidaknya plat penguat pada *opening (nozzle)*. Data-data yang diperlukan dalam perancangan plat penguat dapat dilihat pada gambar 4.3.



Gambar 4.3. Reinforcement Pad

- Perhitungan pada Nozzle N1
  - Diameter dalam *shell* (D<sub>i</sub>) = 57 in
  - Jari-jari dalam *shell* (R) = 28,5 in
  - Tekanan desain (P<sub>d</sub>) = 50,76 psi
  - Material *shell* = SA 516 Grade 60
  - Temperatur desain (T<sub>d</sub>) = 212°F
  - Tegangan izin maksimum (S<sub>s</sub>) = 19.500 psi
  - Factor Korosi (C<sub>A</sub>) = 0,118 in

- Tebal dinding *shell* ( $t$ ) = 0,3125 in – 0,118 in  
= 0,194 in
- Efisiensi sambungan ( $E$ ) = 1
- Material *nozzle* = SA 106 Grade B
- Tegangan maksimum ( $S_n$ ) = 20.000 psi
- Tebal *nozzle* ( $t_n$ ) = (0,237 in – 0,118 in)  
= 0,119 in
- Diameter luar *nozzle* ( $D_n$ ) = 4,5 in (ANSI B36.19 dari NPS 4")
- Diameter dalam *nozzle* ( $d$ ) =  $D_n - 2 \times t_n$   
= 4,5 in – (2 x 0,119 in)  
= 4,262 in
- Jari-jari *nozzle* ( $R_n$ ) = 4,262 in : 2  
= 2,131 in
- *Filled weld size* ( $tw$ ) = 0,5 in (Asumsi)
- *Projection inside* ( $h$ ) = 0 (Asumsi)

1. Ketebalan dinding yang diperlukan

a) *Shell*

$$t_r = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$= \frac{50,76 \times 28,5}{19500 \times 1 - 0,6 \times 50,76} = 0,0743 \text{ in}$$

b) *Nozzle*

$$t_m = \frac{PRn}{SE - 0,6P}$$

$$= \frac{50,76 \times 2,131}{20.000 \times 1 - 0,6 \times 50,76} = 0,005 \text{ in}$$

2. Menghitung luas yang diperlukan untuk menahan tekanan internal pada *shell*

$$A = d \times t_r$$

$$= 4,262 \text{ in} \cdot 0,0743 \text{ in}$$

$$= 0,317 \text{ in}^2$$

3. Batas yang tersedia untuk penguat

a) Menghitung luas kelebihan tebal dinding bejana

$$\begin{aligned} A1 &= (t - t_r) \times (t_n + t) \times 2 \\ &= (0,194 \text{ in} - 0,0743 \text{ in}) \times (0,119 + 0,194) \times 2 \\ &= 0,075 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

b) Menghitung luas kelebihan tebal dinding *nozzle*

$$\begin{aligned} A2 &= (t_n - t_{rn}) \times 5 \times t_n \\ &= (0,119 \text{ in} - 0,005 \text{ in}) \times 5 \times 0,119 \text{ in} \\ &= 0,068 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

c) Menghitung luas perpanjangan *nozzle* ke sebelah dalam

$$\begin{aligned} A3 &= 2 \times h \times (t_n - CA) \\ &= 0 \end{aligned}$$

d) Menghitung luas logam las

$$\begin{aligned} A4 &= t_w^2 \cdot 2 \\ &= (0,5 \text{ in})^2 \cdot 2 \\ &= 0,5 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Maka jumlah bidang yang tersedia :

$$\begin{aligned} A1 + A2 + A3 + A4 &= (0,075 + 0,0678 + 0 + 0,5) \text{ in}^2 \\ &= 0,643 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Karena  $A < (A1 + A2 + A3 + A4)$  yaitu  $(0,317 \text{ in}^2 < 0,643 \text{ in}^2)$  maka pada *nozzle* (N1) tidak memerlukan plat penguat tambahan. Untuk *nozzle-nozzle* yang lainnya dapat dilihat pada tabel 4.4.

Tabel 4.4. Data Luas Bidang *Nozzle*

No	Nozzle	NPS (in)	A (in <sup>2</sup> )	A <sub>1</sub> (in <sup>2</sup> )	A <sub>2</sub> (in <sup>2</sup> )	A <sub>3</sub> (in <sup>2</sup> )	A <sub>4</sub> (in <sup>2</sup> )	Luas Daerah Yang Tersedia (in <sup>2</sup> )
1	N1	4	0,317	0,075	0,068	0	0,5	0,643
2	N2	6	0,468	0,086	0,125	0	0,72	0,93
3	N3	2	0,171	0,055	0,006	0	0,32	0,381
4	N4	6	0,468	0,086	0,125	0	0,72	0,93
5	N5	2	0,171	0,055	0,006	0	0,32	0,381
6	N6	2	0,171	0,055	0,006	0	0,32	0,381
7	N7	2	0,171	0,055	0,006	0	0,32	0,381
8	K1 A/B	4	0,317	0,075	0,068	0	0,5	0,643
9	K2 A/B	4	0,317	0,075	0,068	0	0,5	0,643
10	K3 A/B	2	0,171	0,055	0,006	0	0,32	0,381
11	K4	2	0,171	0,055	0,006	0	0,32	0,381
12	M1	20	1,415	0,161	1,071	0	2	3,232

Dari perhitungan desain *opening* dapat disimpulkan bahwa Nilai  $A < (A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$ , maka setiap *nozzle* yang terletak pada shell tidak memerlukan plat penguat tambahan.

#### 4.1.5. Desain *Saddle*

Data perancangan

- Kapasitas *vessel* (V) = 8 m<sup>3</sup>
- Material *saddle* = SA-516 Grade 60
- Kekuatan izin maks ( $\sigma_y$ ) = 32.000 psi (ANSI B31.3)
- Kekuatan izin (Sa) =  $\frac{2}{3} \times \sigma_y$   
=  $\frac{2}{3} \times 32.000$  psi  
= 21.333,333 psi
- Massa jenis air (pair) = 1.000 kg/ m<sup>3</sup>

- Berat *field test* ( $W_{vessel}$ ) = 10.800 kg
- Sudut kontak maksimum =  $120^\circ$
- Jari-jari *vessel* (R) = 28,5 in
- *Web plate thickness* = 0,375 in

1) Menghitung gaya *horizontal*

Sebuah bejana harus mampu menahan gaya *horizontal* akibat berat *operating*. Besarnya gaya *horizontal* dapat diperoleh dengan data beban pada satu *saddle*.

$$Q = 20.723,45 \text{ lb}$$

- Menentukan konstanta  $K_{11}$  dengan sudut  $120^\circ$  dari table 4.5.

Tabel 4.5. Konstanta  $K_{11}$

Values of Constant $K_{11}$							
Contact Angle	$120^\circ$	$130^\circ$	$140^\circ$	$150^\circ$	$160^\circ$	$170^\circ$	$180^\circ$
$K_{11}$	0,204	0,222	0,241	0,259	0,279	0,298	0,318

Dari tabel di atas diperoleh  $K_{11}$  sebesar 0,204

- Menghitung gaya *horizontal*

$$\begin{aligned} F_h &= K_{11} \times Q \\ &= 0,204 \times 20.723,45 \text{ lb} \\ &= 4227,583 \text{ lbf} \end{aligned}$$

- Luas efektif *web plate* untuk menahan gaya *horizontal*

$$\begin{aligned} A &= \frac{R}{3} \times \text{web plate thickness} \\ &= \frac{28,5}{3} \text{ in} \times 0,375 \text{ in} \\ &= 3,5625 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

- Menghitung tegangan akibat gaya *horizontal*

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{F_h}{A} \\ &= \frac{4.227,583 \text{ lbf}}{3,5625 \text{ in}^2} \\ &= 1.186,67 \text{ psi}\end{aligned}$$

Kekuatan izin maks yang diterima *saddle* sebesar 21.333,333 psi. Dari perhitungan yang telah dilakukan diperoleh tegangan yang diakibatkan oleh tegangan *horizontal* sebesar 1.186,67 psi. jadi desain *saddle* aman Karena tegangan yang diterima tidak melebihi kekuatan izin maksimal *saddle*.

## 2) Dimension Saddle

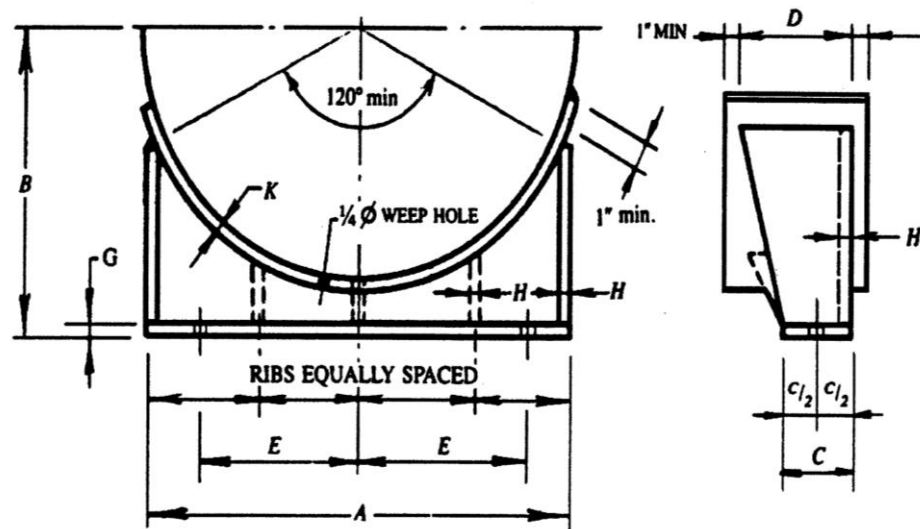
Untuk menentukan ukuran *saddle* yang sesuai dengan ukuran *vessel*, dapat dilihat pada tabel 4.6. Data yang diperlukan adalah diameter *vessel* sebesar 57 in atau 4,75 ft.

Tabel 4.6. *Dimension saddle* (megyesy,1998)

<b>SADDLE</b>											
NOMINAL DIAM. OF VESSEL FT. - IN.	DIMENSIONS						NO. OF RIBS	PLATE THICKNESS INCHES			MAXIMUM WEIGHT ON VESSEL
	A FT. - IN.	B FT. - IN.	C IN.	D IN.	E FT. - IN.	BOLT DIAM. INCH		BASE G	WEB, FLANGE, RIBS H	WEAR K	
1-0	0-10½	1-0	4	4	0-3½	½	0	¼	¼	—	42000
1-2	1-½	1-1	4	4	0-4	½	0	¼	¼	—	50000
1-4	1-2	1-2	4	4	0-5	½	0	¼	¼	—	56000
1-6	1-3½	1-3	4	4	0-6	½	0	¼	¼	—	62000
1-8	1-5½	1-4	4	4	0-6½	½	0	¼	¼	—	70000
1-10	1-7	1-5	4	6	0-7	½	0	¼	¼	—	76000
2-0	1-9	1-6	4	6	0-7½	½	0	¼	¼	—	84000
2-2	1-10½	1-7	4	6	0-8	½	0	¼	¼	¼	90000
2-4	2-½	1-8	4	6	0-8½	½	0	½	¼	¼	98000
2-6	2-2	1-9	4	6	0-9	½	0	½	¼	¼	104000
2-8	2-4	1-10	4	6	0-9½	½	0	½	¼	¼	112000
2-10	2-5	1-11	6	11	0-10	½	0	½	¼	¼	128000
3-0	2-6½	2-0	6	11	0-11	½	0	½	¼	¼	134000
3-2	2-9	2-1	6	11	1-0	¾	0	½	¼	¼	144000
3-4	2-11	2-2	6	11	1-1	¾	0	½	⅜	⅜	210000
3-6	3-½	2-3	6	11	1-2	¾	0	½	⅜	⅜	220000
4-0	3-6	2-6	6	11	1-4	¾	0	¾	⅜	⅜	252000
4-6	3-11	3-0	6	11	1-6	¾	0	¾	⅜	⅜	282000
5-0	4-4	3-3	6	11	1-8	¾	1	¾	⅜	⅜	312000
5-6	4-9½	3-6	6	11	1-10	¾	1	¾	⅜	⅜	344000
6-0	5-2½	3-9	9	18	2-0	¾	1	¾	⅜	⅜	402000
6-6	5-8	4-0	9	18	2-2	¾	1	¾	½	⅜	436000
7-0	6-1	4-3	9	18	2-4	1	1	¾	½	⅜	470000
7-6	6-6	4-6	9	18	2-6	1	1	¾	½	⅜	502000
8-0	6-11½	4-9	9	18	2-8	1	1	1	½	⅜	536000
8-6	7-4½	5-0	9	18	2-10	1	2	1	½	½	760000
9-0	7-9½	5-3	9	18	3-0	1	2	1	½	½	806000
9-6	8-3½	5-6	9	24	3-2	1¼	2	1	¾	½	852000
10-0	8-8	5-9	9	24	3-4	1¼	2	1	¾	½	896000
10-6	9-1½	6-0	9	24	3-6	1¼	2	1	¾	½	940000
11-0	9-6½	6-3	9	24	3-8	1¼	2	1	¾	½	986000
11-6	10-0	6-6	9	24	3-10	1¼	3	1	¾	½	1030000
12-0	10-5	6-9	9	24	4-0	1¼	3	1	¾	½	1076000



Dari tabel di atas, maka ukuran *saddle* untuk *vessel* dengan diameter 5 ft dapat dilihat pada gambar 4.4.



Gambar 4.4. *Dimension saddle* (megyesy,1998)

Data untuk perancangan *saddle* :

- A = 4 ft
- B = 3 ft
- C = 6 in
- D = 11 in
- Bolt diameter = 0,75 in
- Ribs = 1
- Base G = 0,75 in
- Web, flanges, ribs H = 0,375 in
- Wear K = 0,375 in
- Berat maksimal vessel = 312.000 lb

Ukuran *saddle* di atas sesuai dengan standar yang diijinkan untuk *vessel* berdiameter 5 ft.

## 4.2. Perancangan Bejana Tekan Menggunakan *Software PV Elite 2014*

Tahapan dalam merancang bejana tekan *horizontal Open Drains Drum* menggunakan software PV Elite 2014 adalah sebagai berikut :

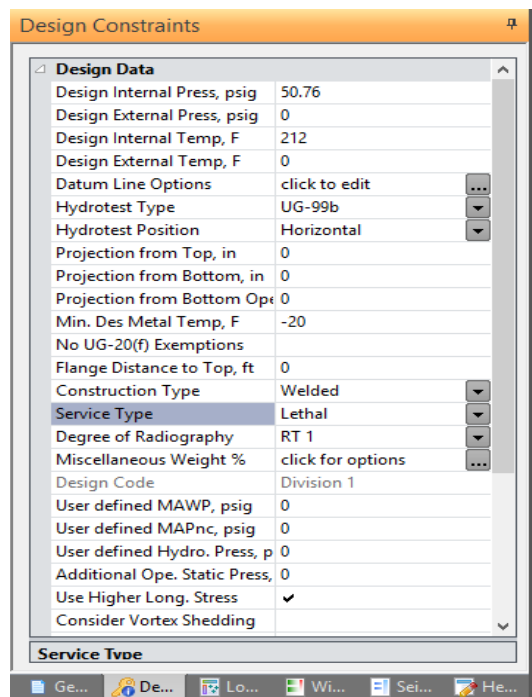
### 4.2.1. Input Data Desain Bejana Tekan

Data yang digunakan untuk perancangan bejana tekan adalah sebagai berikut :

Temperatur desain	= 212°F
Tekanan internal	= 50,76 psig
Servis tipe	= Lethal
Efisiensi sambungan	= 1 ( <i>Radiography Test</i> )

#### a. Data Desain

Data-data desain di atas dimasukkan pada *toolbar Design Constraints*.



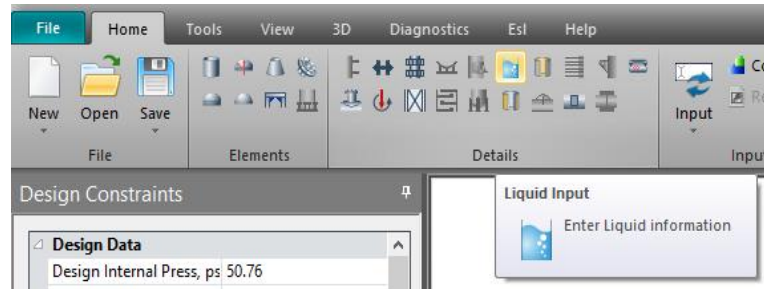
Gambar 4.5 *Input Data Desain*

#### b. *Liquid*

Data *liquid* yang digunakan pada bejana tekan ini adalah sebagai berikut :

<i>Water density</i>	= 1000 kg/m <sup>3</sup>
<i>Condensate density</i>	= 725 kg/m <sup>3</sup>

Data *liquid* dimasukkan dengan cara mengklik ikon *liquid input* pada *toolbar details* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.6.



Gambar 4.6. *Liquid Input*

Selanjutnya data *liquid density* dimasukkan pada *pop up liquid dialog* seperti pada gambar 4.7.

Gambar 4.7. *Liquid Dialog*

#### 4.2.2. Mendesain Bejana Tekan

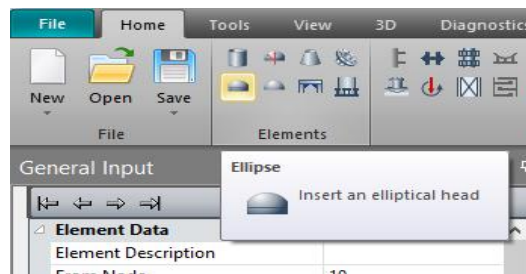
##### a. Desain *Head*

Desain *head* menggunakan data-data sebagai berikut :

Tipe *head* = 2:1 *Ellipsoidal Head*

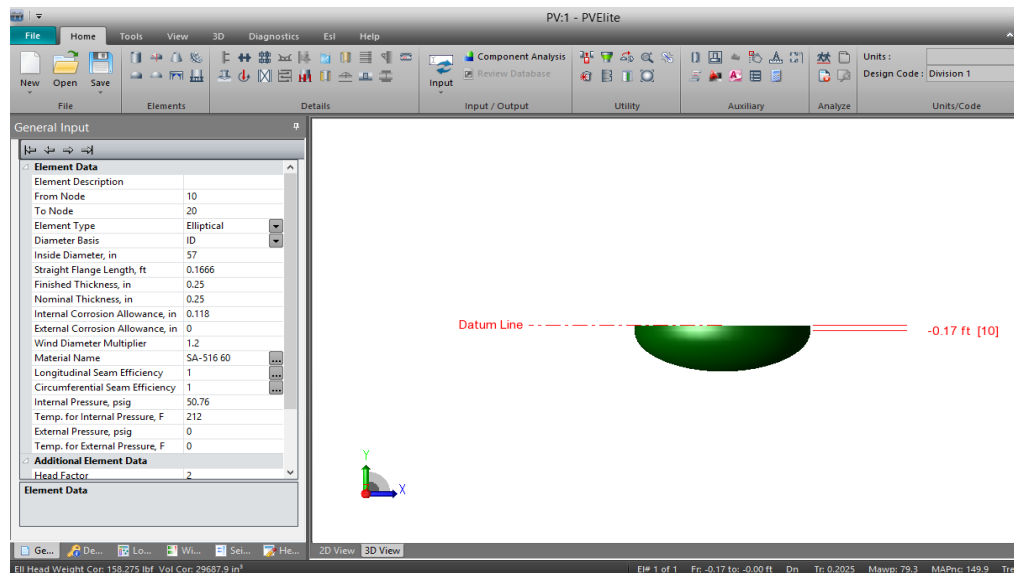
Tebal dinding *head* = 0,25 in  
 Diameter *head* = 57 in  
 Material *head* = SA-516 Gr 60

Data perancangan dimasukkan pada *toolbar general* dan selanjutnya pemodelan dilakukan dengan cara mengklik ikon *insert an elliptical head* pada *toolbar elements* seperti ditunjukkan pada gambar 4.8.



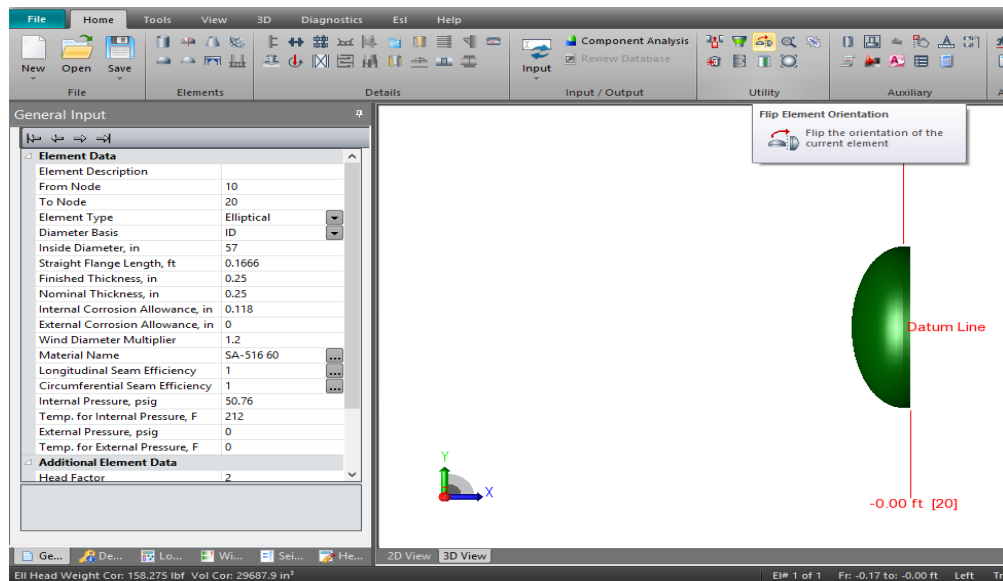
Gambar 4.8. *General Input*

Kemudian data perancangan dimasukkan pada *toolbar general input* seperti ditunjukkan pada gambar 4.9.



Gambar 4.9. Model *Head*

Model *head* selanjutnya dirubah orientasinya menjadi *horizontal* dengan cara mengklik *flip element orientation* pada *toolbar utility* seperti ditunjukkan pada gambar 4.10.

Gambar 4.10. Model *Head Horizontal*b. Desain *Shell*

Desain *head* menggunakan data-data berikut :

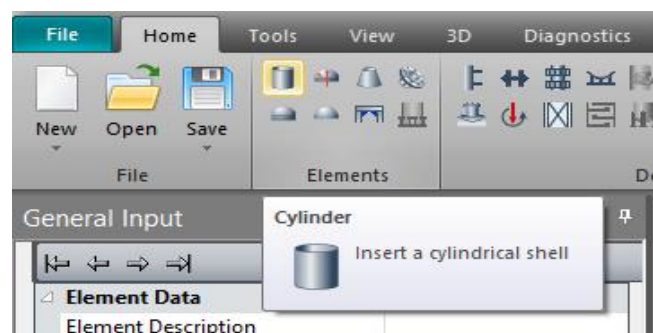
Tebal *Shell* = 0,3125 in

Panjang *Shell* = 171,26 in

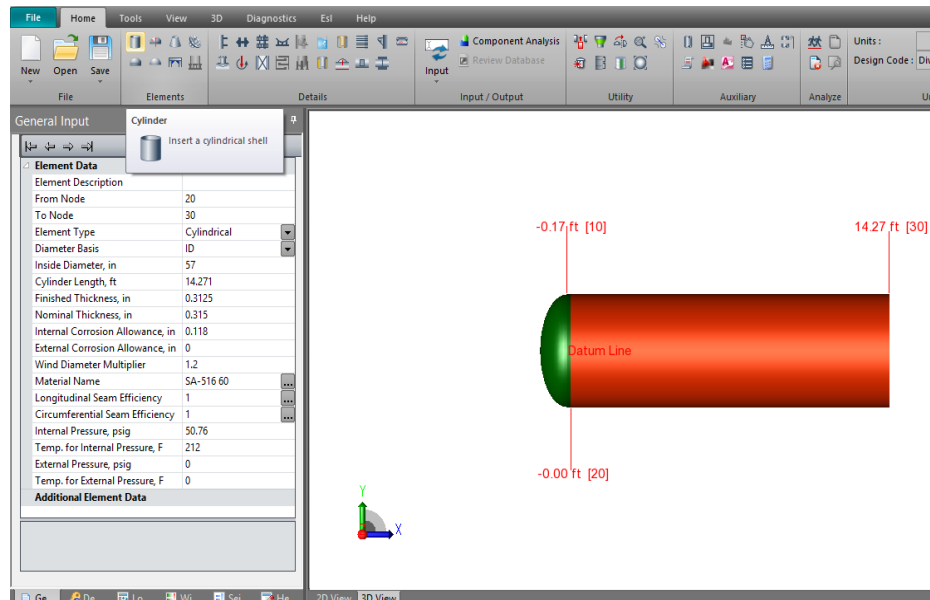
Diameter *Shell* = 50,76 in

Material *Shell* = SA-516 Gr 60

Pemodelan dilakukan dengan cara mengklik ikon *insert a cylindrical shell* pada *toolbar elements* seperti ditunjukkan pada gambar 4.11.

Gambar 4.11. Desain *Cylindrical Shell*

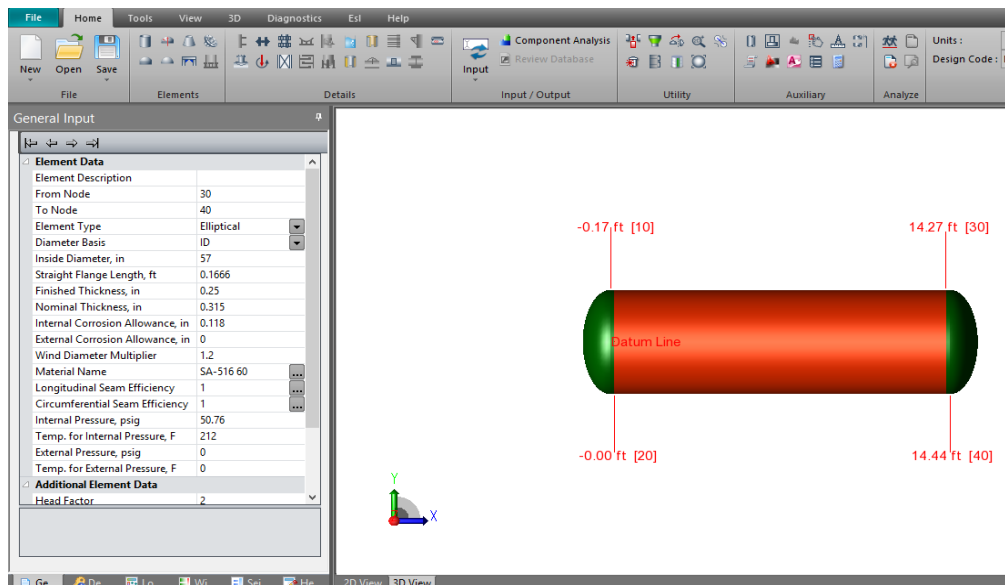
Kemudian data perancangan dimasukkan kedalam *toolbar general input* seperti ditunjukkan pada gambar 4.12.



Gambar 4.12. Model *Shell*

### c. Desain *Head*

Cara mendesain *head* dilakukan seperti mendesain *head* yang sebelumnya. Model *head* ditunjukkan seperti pada gambar 4.13.



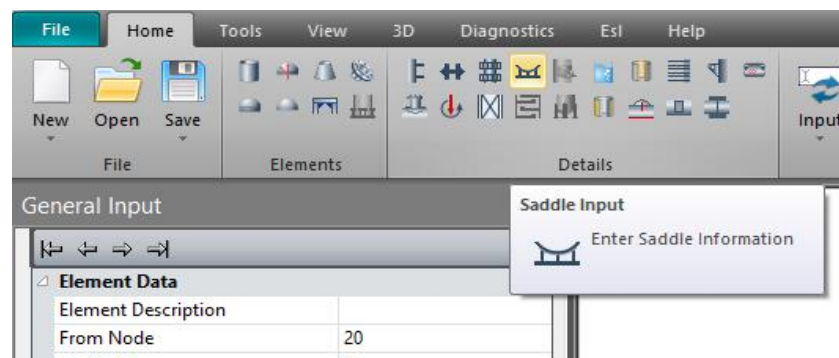
Gambar 4.13. Model *Head*

d. Desain *Saddle*

Desain *saddle* menggunakan data-data sebagai berikut :

<i>Baseplate length (A)</i>	= 4 ft
<i>Centerline dimension (B)</i>	= 3 ft
<i>Saddle width (C)</i>	= 6 in
<i>Wear plate width (D)</i>	= 11 in
<i>Bolt diameter</i>	= 0,75 in
<i>Ribs</i>	= 1
<i>Base G</i>	= 0,75 in
<i>Web, flanges, ribs H</i>	= 0,375 in
<i>Wear K</i>	= 0,375 in

Pemodelan *saddle* dilakukan dengan cara mengklik ikon *saddle input* pada *toolbar details* seperti ditunjukkan gambar 4.14.



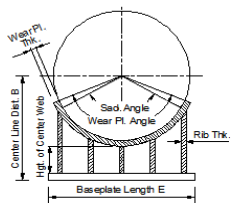
Gambar 4.14. Desain *Saddle*

Selanjutnya memasukkan data perancangan *saddle* seperti ditunjukkan pada gambar 4.15.

Saddle Dialog

From Node : 20  
 Detail Description : **Sit-5d**  
 Distance from "From" Node : 3 ft.  
 Saddle Width | Dimension a : 12.5 16.25 in.  
 Centerline Dimension B : 36 in.  
 Saddle Contact Angle : 120 deg.  
 Wear Plate Width | Thickness : 11 0.375 in.  
 Wear Plate Contact Angle : 132 deg.  
 Height of Section Ring : 0 in.  
 Friction Coefficient Mu : 0  
 Moment Factor, Ftr : 3  
 Dimension E at base (optional) : 0 in.  
 Circ Eff. over Saddle | at Midspan : 1 1

Wear Plate and Shell Mats are the same ?   
 Is this saddle welded to the shell ?



Add Saddle Ring ...    Select Saddle ...    Same as First

Sadd: [1 of 2]

Previous Saddle    Goto Next Saddle

Perform Saddle Check ?

Saddle Allowable Stress : 13800 psi    Mat: ...  
 Material Yield Stress : 34800 psi  
 E for Plates : 2.9e+007 psi  
 Baseplate Length | Thickness : 48 0.75 in.  
 Baseplate Width : 9 in.  
 Number of Ribs : 1  
 Rib Thickness | Web Thickness : 0.375 9 in.  
 Height of Web at Center : 12 in.  
 Web Location : Center

Perform Anchor Bolt Calculations ?

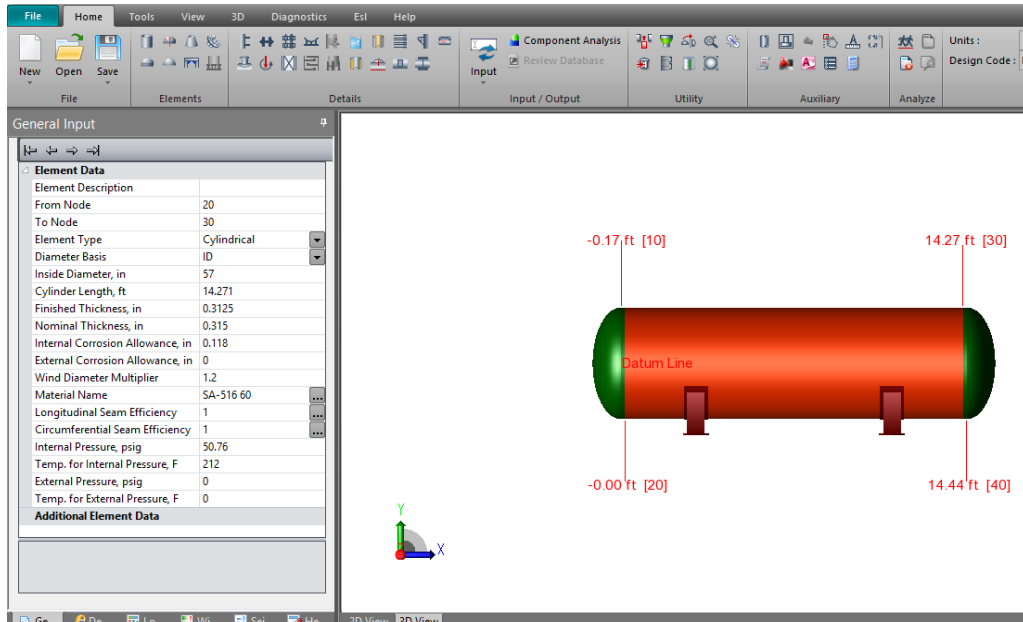
Saddle Bolted to Steel Foundation?

Number of Bolts : 8  
 Num of Bolts in Tension : 4  
 Edge Distance : 2 in.  
 Bolt Corrosion Allowance : 0 in.  
 Bolt Material : SA-193 B7    Mat:  
 Bolt Allowable Stress : 25000 psi  
 Thread Series : Tema  
 Bolt Nominal Diameter : 0.5 in.    ...  
 Bolt Root Area :    sq.in.

Optional Moments for Saddle Analysis

	Operating	Test	
Moment M1 or M3 (optional) :	0	0	ft.lb.
Moment M2 or M4 (optional) :	0	0	

...  
 Delete    OK    Cancel    Help

Gambar 4.15. *Input Desain Saddle*Gambar 4.16. *Model Saddle*e. *Desain Nozzle*

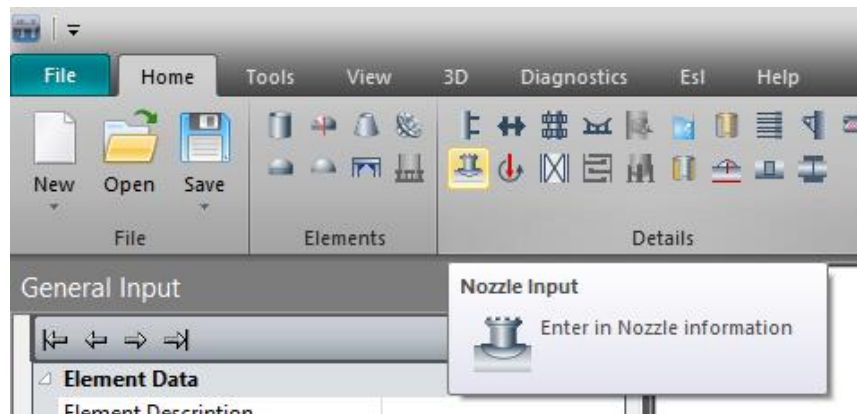
Data desain *nozzle* untuk perancangan bejana tekan ini dapat dilihat pada tabel 4.7.



Tabel 4.7. Data *Nozzle*

No	Nozzle	NPS	Flange		Distance from datum (ft)	Layout angle (°)
			Rating	Material		
1	N1	4"	150	SA106Gr.B	1,7	280
2	N2	6"	150	SA106Gr.B	5	280
3	N3	2"	150	SA106Gr.B	-	270
4	N4	6"	150	SA106Gr.B	13	90
5	N5	2"	150	SA106Gr.B	9	90
6	N6	2"	150	SA106Gr.B	8	90
7	N7	2"	150	SA106Gr.B	1,7	90
8	K1 A	4"	150	SA106Gr.B	-	270
9	K1 B	4"	150	SA106Gr.B	0,7	30
10	K2 A	4"	150	SA106Gr.B	9	340
11	K2 B	4"	150	SA106Gr.B	9	30
12	K3 A	2"	150	SA106Gr.B	7	343
13	K3 B	2"	150	SA106Gr.B	7	27
14	K4	2"	150	SA106Gr.B	10	270
15	M1	20"	300	SA106Gr.B	-	90

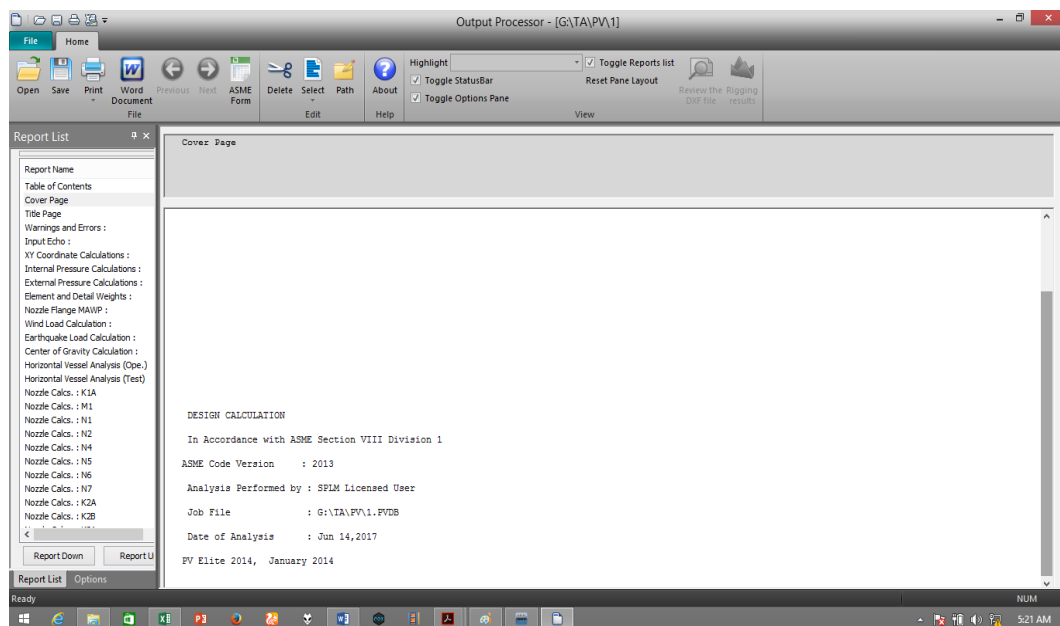
Pemodelan *nozzle* dilakukan dengan cara mengklik ikon *nozzle input* pada *toolbar details* seperti ditunjukkan pada gambar 4.17.

Gambar 4.17. Desain *Nozzle*



### 4.3. Hasil Perhitungan

Hasil perhitungan pada PV Elite dapat dilihat dengan cara menekan tombol F12 atau dengan mengklik pada ikon *Analyze*. Gambar 4.20 menunjukkan hasil dari perhitungan pada *software* PV Elite 2014.



Gambar 4.20. Hasil Perhitungan PV Elite

#### 4.3.1. Perbandingan Hasil Perhitungan Manual dengan PV Elite 2014

Data hasil perbandingan yang dilakukan dengan perhitungan manual maupun dengan bantuan *software* PV Elite 2014 dapat dilihat pada tabel 4.8 dan tabel 4.9.

Tabel 4.8. Perbandingan Hasil Perancangan

parameter		Hasil perhitungan		Data Sheet
		Manual	PV Elite	
Desain Tekanan Internal	Tebal Dinding Shell (in)	0,28	0,195	-
	Tebal dinding shell pembulatan (in)	0,3125	-	0,315
	Tebal dinding head (in)	0,192	0,194	-
	Tebal dinding Head pembulatan (in)	0,25	-	0,315
	MAWP Shell (psi)	131,654	130,213	-
	MAWP Head (psi)	89,901	88,616	-
	Tekanan Hidrostatik (psi)	67,68	65,998	-
Desain Saddle	Tegangan Akibat Gaya Horizontal (psi)	1.186,67	-	-

Hasil perhitungan manual dibandingkan dengan PV Elite, ketebalan dinding *shell* mempunyai selisih yang cukup besar. Dicurigai pada software PV Elite 2014 dalam menentukan ketebalan dinding *shell* menggunakan perhitungan bejana tekan vertikal. Untuk itu perlu dibuktikan penentuan ketebalan dinding *shell* menggunakan perhitungan bejana tekan vertikal.

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + CA \\
 &= \frac{50,76 \text{ psi} \times 28,5 \text{ in}}{19.500 \text{ psi} \times 1 - 0,6 \times 50,76 \text{ in}} + 0,118 \text{ in} \\
 &= 0,1923 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diperoleh ketebalan *shell* sebesar 0,1923 in, nilai itu mendekati ketebalan *shell* pada PV Elite 2014 sebesar 0,195 in. Jadi dengan perhitungan yang telah dilakukan diduga dalam menentukan ketebalan shell PV Elite 2014 menggunakan perhitungan bejana tekan vertikal.

Tabel 4.9. Perbandingan hasil perhitungan bidang nozzle

Nozzle	NPS	Rating	Manual		PV Elite	
			Luas yang dibutuhkan (in <sup>2</sup> )	Luas yang tersedia (in <sup>2</sup> )	Luas yang dibutuhkan (in <sup>2</sup> )	Luas yang tersedia (in <sup>2</sup> )
N1	4"	150	0,317	0,643	0,342	1,242
N2	6"	150	0,468	0,93	0,496	1,570
N3	2"	150	0,171	0,381	-	-
N4	6"	150	0,468	0,93	0,479	1,586
N5	2"	150	0,171	0,381	-	-
N6	2"	150	0,171	0,381	-	-
N7	2"	150	0,171	0,381	-	-
K1 A	4"	150	0,317	0,643	0,336	1,072
K1 B	4"	150	0,317	0,643	0,328	1,242
K2 A	4"	150	0,317	0,643	0,335	1,235
K2 B	4"	150	0,317	0,643	0,331	1,239
K3 A	2"	150	0,171	0,381	-	-
K3 B	2"	150	0,171	0,381	-	-
K4	2"	150	0,171	0,381	-	-
M1	20"	300	1,415	3,232	1,4	3,441