



TUGAS AKHIR

PERANCANGAN ULANG *PRESSURE VESSEL OPEN DRAINS DRUM* KAPASITAS 8 m³, TEKANAN INTERNAL 3,5 barg, DAN TEMPERATUR 100°C DENGAN BANTUAN *SOFTWARE PV ELITE 2014*

Arif Saifudin

Universitas Muhammadiyah Yogyakarta, Teknik Mesin, Yogyakarta, 55183, Indonesia
Isan385@gmail.com

Abstrak

Bejana tekan merupakan tempat berlangsungnya suatu proses yang berfungsi sebagai media yang memproses dan menyimpan fluida gas maupun fluida cair sehingga mampu mengkonversi menjadi kondisi fluida yang dibutuhkan. Penggunaan software untuk membantu dalam mendapatkan perancangan bejana tekan perlu di tinjau kembali apakah standar yang digunakan sesuai dengan keadaan bejana tekan

Dalam perancangan ini dilakukan perancangan ulang terhadap bejana tekan *Open Drains Drum* yang berorientasi horizontal dengan kapasitas 8 m³ tekanan internal 3,5 barg dan temperature 100°C. Perancangan dilakukan dengan perhitungan manual berdasar *ASME Section VIII Division I* dan *software PV Elite 2014*. Khusus untuk penentuan ketebalan *shell* menggunakan formula L.P Zick's.

Berdasarkan perhitungan manual didapat ketebalan *shell* yang diperlukan sebesar 0,3125 in, ketebalan *head* 0,25 in, MAWP *shell* 131,654 psi, MAWP *head* 89,901 psi, dan tekanan hidrostatis 67,68 psi. Sementara itu, berdasarkan perancangan dengan software diperoleh ketebalan *shell* sebesar 0,195 in, ketebalan *head* 0,194 in, MAWP *shell* 130,213 psi, MAWP *head* 88,616 psi. Perancangan menggunakan *software PV Elite 2014* lebih dianjurkan mengingat lebih efisien dari segi waktu yang digunakan, akan tetapi untuk penentuan ketebalan *shell* lebih dianjurkan menggunakan formula L.P Zick's mengingat terjadi beban lentur pada bejana.

Kata Kunci: *Pressure Vessel, Open Drains Drum, ASME Section VIII Division I, L.P Zick's, Software PV Elite 2014, Head, Shell, MAWP.*

1. Pendahuluan

1.1. Latar Belakang

Pemanfaatan bejana tekan akhir-akhir ini telah berkembang pesat di berbagai proses industri barang dan jasa maupun untuk fasilitas umum lainnya. Bejana tekan merupakan tempat berlangsungnya suatu proses yang berfungsi sebagai media yang memproses dan menyimpan fluida gas maupun fluida cair sehingga mampu mengkonversi menjadi kondisi fluida yang dibutuhkan (Putra, 2017). Aplikasi kebutuhan bejana tekan dapat berupa tangki penyimpanan udara, tangki penyimpanan fluida, tangki penyimpanan gas, tangki penyimpanan bahan kimia, dan tangki kedap udara (vacum).

Pada tanggal 7 Mei 2017 terjadi ledakan di sebuah pom bensin di Kabupaten Maros Sulawesi Selatan. Ledakan yang melukai 8 karyawan itu berasal dari bunker penyimpanan bahan bakar minyak di SPBU (Tribun, 2017). Faktor yang mengakibatkan ledakan bejana tekan antara lain fluida kerja yang tidak sesuai dengan fluida desain, serta ketebalan dinding bejana terlalu tipis sehingga tekanan desain bejana kurang dari tekanan kerja. Agar kecelakaan tidak timbul didalam dunia kerja yang menggunakan bejana tekan, maka dalam perancangan bejana tekan harus sesuai standar yang ada.

Bejana tekan Open Drains Drum berorientasi horizontal dipilih sebagai kasus untuk menentukan ketebalan dinding bejana tekan dengan memperhatikan tegangan lentur yang terjadi pada bejana. Untuk mengetahui tegangan dan beban yang terjadi pada bejana dapat melalui perhitungan secara manual menggunakan formula dari standar ASME (American Society of Mechanical Engineering) section VIII division I maupun dengan bantuan software. Khusus untuk penentuan tebal shell menggunakan formula L.P. Zick's mengingat terjadi tegangan lentur pada bejana.

Penggunaan software untuk membantu dalam mendapatkan perancangan bejana tekan perlu di tinjau kembali apakah standar yang digunakan sesuai dengan keadaan bejana tekan. Software PV Elite 2014 dipilih untuk mendapatkan perancangan bejana tekan guna membandingkan nilai hasil perhitungan manual berdasar standar ASME section VIII division I, dan L.P. Zick's. Software tersebut adalah perangkat lunak berupa program untuk menganalisa ataupun mendesain, sehingga memudahkan untuk merancang bejana tekan serta dapat menganalisa beban-beban yang diterima.

2. Tinjauan Pustaka dan Landasan Teori

2.1. Tinjauan Pustaka

Bejana tekan merupakan suatu konstruksi berbentuk tabung yang menerima beban tekan, dan media penyimpanan fluida gas atau cairan bertekanan (ribawa, 2015). Pertimbangan dalam perancangan bejana tekan perlu diperhatikan karena pecahnya bejana tekan mengakibatkan ledakan yang dapat berimbas pada hilangnya nyawa atau kerusakan benda sekitar.

Menurut Aziz (2014), perancangan bejana tekan dengan bantuan software PV Elite menyesuaikan dengan kemajuan teknologi, dimana begitu banyak software yang digunakan dalam dunia kerja. Material yang digunakan untuk *shell* dan *head* adalah SA-516 Grade 70, tekanan desain = 3,1 Mpa, panjang bejana tekan = 5900 mm, diameter (D) = 2140

mm, dan *corrosion Allowence* = 6 mm. Hasil perhitungan dengan PV Elite didapat ketebalan untuk *shell* sebesar 30,45 mm, sedangkan pada perhitungan manual didapat ketebalan sebesar 29,84 mm. Untuk *head* berdasar perhitungan PV Elite didapat ketebalan *head* sebesar 30,18 mm, sedangkan pada perhitungan manual didapat ketebalan 17,92 mm. Tekanan maksimal berdasar PV Elite untuk *shell* sebesar 5,0418 Mpa dan untuk *head* sebesar 5,1356 Mpa, sedangkan dari perhitungan manual untuk *shell* sebesar 3,9102 dan untuk *head* sebesar 1,0144 Mpa.

Menurut Afandi (2015), untuk memudahkan dan mempercepat dalam perancangan bejana tekan dapat menggunakan bantuan software Compress Build 6285. Bejana tekan berkapasitas 38,5 m³, tekanan internal desain 10 bar, dan bertemperatur 150°C. Hasil perhitungan dengan Compress Build 6285 didapat ketebalan untuk *shell* sebesar 0,412 in dan *head* sebesar 0,526 in, sedangkan pada perhitungan manual didapat ketebalan *shell* sebesar 0,4375 in dan *head* sebesar 0,5 in. Tekanan maksimal berdasar Compress Build 6285 untuk *shell* sebesar 180,04 psi dan *head* 153,76 psi, sedangkan pada perhitungan manual didapat tekanan maksimal untuk *shell* sebesar 170 psi dan *head* sebesar 146,85 psi. Test Hidrostatik berdasar Compress Build 6285 didapat nilai sebesar 193,9 psi, sedangkan pada perhitungan manual didapat nilai sebesar 230,15 psi.

2.2. Landasan Teori

Bejana tekan merupakan tempat berlangsungnya suatu proses yang berfungsi sebagai media memproses dan menyimpan fluida gas maupun fluida cair sehingga mampu mengkonversi menjadi kondisi fluida yang dibutuhkan (Putra, 2017). Bejana tekan terdiri dari berbagai macam komponen utama seperti; dinding (*shell*), kepala bejana (*head*), lubang orang (*manhole*), *nozzle/opening*, *flanges*, penyangga (*support*), dan komponen lainnya yang digunakan alat sebagai pendukung.



Gambar 2.1. *Pressure Vessel Horizontal*

2.3. Software PV Elite 2014

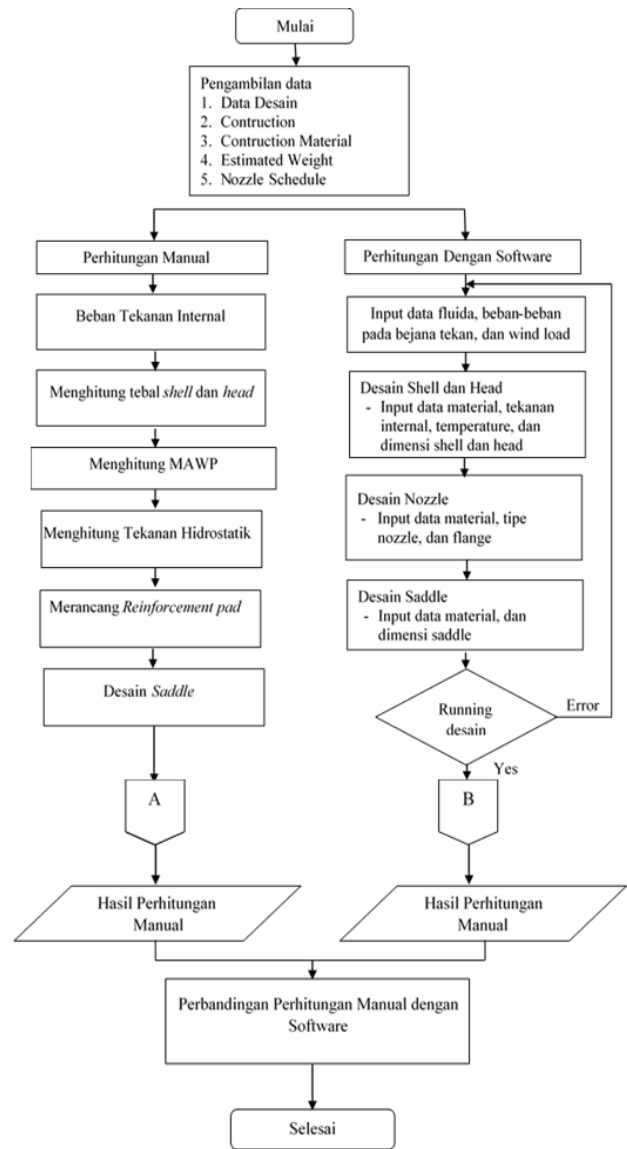
Software PV Elite 2014 adalah perangkat lunak berupa program yang berguna untuk menganalisis dan mendesain suatu bejana tekan. Software PV Elite 2014 sudah disesuaikan dengan standar yang ada yaitu ASME section VIII divivion 1 dan 2. Tujuan dibuatnya software ini adalah untuk mempermudah dalam merancang dan menganalisis suatu bejana tekan dengan kalkulasi yang terperinci dan komentar yang mendukung, sehingga mempermudah dalam mendesain bejana tekan.



Gambar 2.2. PV Elite 2014

3. Metodologi Perancangan

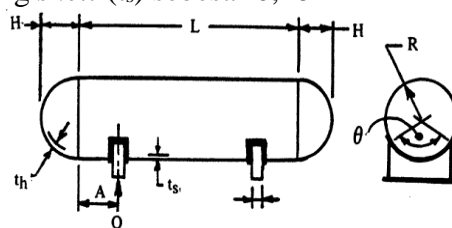
3.1. Diagram Alir Perancangan



IV. Pembahasan

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
- D = 1450 mm = 4,75 ft
- R = D/2 = 28,5 in
- L = 4350 mm = 171,26 in
- P = 3,5 barg = 50,76 psi
- T = 100°C = 212°F
- Sa = 19.500 psi (ANSI B31.3)
- σ_y = 32.000 psi (ANSI B31.3)
- t_s = 0,28 in (Tebal Asumsi)
- t_h = 0,25 in
- CA = 3 mm = 0,118 in
- A = 30 in
- b = 11 in
- H = D/4 = 14,25 in
- E = 1
- θ = 120°
- V = 8 m³
- γ air = 1.000 kgf/m³
- W_{vessel} = 10.800 kgf

- Menghitung berat air
 - = V x γ air
 - = 8 m³ x 1000 kgf/m³
 - = 8.000 kgf

- Menghitung berat total

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

Konversi 1 kgf = 2,20462 lbf

- Menghitung beban pada 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 pengaku 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

$$\begin{aligned}
 S_1 &= \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}}\right)}{KR^2 t_s} \\
 &= \frac{20.723,45 \text{ lbf} \times 30 \text{ in} \left(1 - \frac{1 - \frac{30 \text{ in}}{171,26 \text{ in}} + \frac{(28,5 \text{ in})^2 - (14,25 \text{ in})^2}{2 \times 30 \text{ in} \times 171,26 \text{ in}}}{1 + \frac{4 \times 14,25 \text{ in}}{3 \times 171,26 \text{ in}}}\right)}{0,335 \times (28,5 \text{ in})^2 \times 0,28 \text{ in}} \\
 &= 1.666 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

- Tegangan tekan pada saddle tanpa ring pengaku

$$\begin{aligned}
 S_1 &= - \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}}\right)}{KR^2 t_s} \\
 &= - \frac{20.723,45 \text{ lbf} \times 30 \text{ in} \left(1 - \frac{1 - \frac{30 \text{ in}}{171,26 \text{ in}} + \frac{(28,5 \text{ in})^2 - (14,25 \text{ in})^2}{2 \times 30 \text{ in} \times 171,26 \text{ in}}}{1 + \frac{4 \times 14,25 \text{ in}}{3 \times 171,26 \text{ in}}}\right)}{0,335 \times (28,5 \text{ in})^2 \times 0,28 \text{ in}} \\
 &= -1.666 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

- Tegangan akibat tekanan internal

$$\begin{aligned}
 \frac{PR}{2t_s} &= \frac{50,76 \times 28,5}{2 \times 0,28} \\
 &= 2.583 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

- 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 psi + 2.583 psi = 4.249 psi < 19.500 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 psi - (-1.666 psi) = 4.249 psi < 16.000 psi, maka tegangan tekan aman.

- b) Tegangan Tangential Shear

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

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3}H}\right)$$

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:

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

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

$$= 1,05 ; \text{ dari grafik nilai konstanta } K_6$$

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 $S_5 < \sigma_y \cdot 0,5$

$$S_5 = -\frac{K7Q}{ts(b+1,56\sqrt{Rts})} = -\frac{0,76 \times 20.723,45}{0,28(11+1,56 \times \sqrt{28,5 \times 0,28})}$$

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

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.

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

Tabel 4.1. Nilai tegangan pada saddle

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 di bawah ini :

- Pd = 8 bar = 50,76 psi
- Td = 100°C = 212°F
- D = 1450 mm = 57 in
- CA = 3 mm = 0,118 in
- E = 1 (Radiography test 100%)

$$a. \quad t = \frac{Pd \times D_{cor}}{2 \times S_a \times E - 0,2 \times Pd} + CA$$

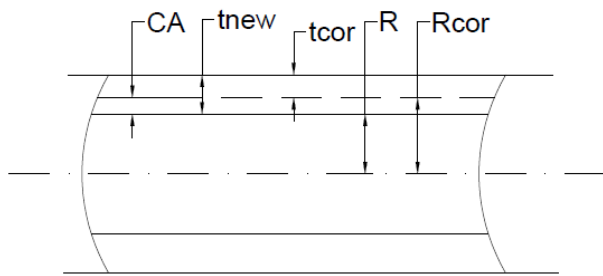
$$= \frac{50,76 \text{ psi} \times (57 + (2 \times 0,118)) \text{ in}}{2 \times 19.500 \text{ psi} \times 1 - 0,2 \times 50,76 \text{ in}} + 0,118 \text{ in}$$

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

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.

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

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

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

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 4.2. 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 di atas, 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. Perhitungannya sebagai berikut :

- Pd = 50,76 psi
- Td = 212°F
- Tt = 80,6°F
- Std = 19.500 psi (ANSI B31.3)
- Stt = 20.000 psi (ANSI B31.3)

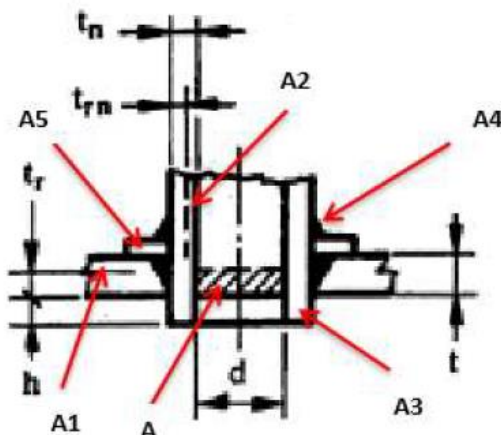
$$P_{\text{Test Hidrostatik}} = 1,3 \times \frac{\text{Tekanan Desain} \times \text{Kekuatan Material @Suhu Tes}}{\text{kekuatan Material @Suhu Desain}}$$

$$= 1,3 \times 50,76 \text{ psi} \times \frac{20.000 \text{ psi}}{19.500 \text{ psi}}$$

$$= 67,68 \text{ psi}$$

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 sebagai berikut :



Gambar 4.3. Reinforcement Pad

- Perhitungan pada Nozzle N1
- Diameter dalam *shell* (D_i) = 57 in
- Jari-jari dalam *shell* (R) = 28,5 in
- Tekanan desain (P_d) = 50,76 psi
- Material *shell* = SA 516 Grade 60
- Temperatur desain (T_d) = 212°F
- Tegangan izin maksimum (S_s) = 19.500 psi
- Factor Korosi (CA) = 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) = $D_n - 2 \times t_n = 4,5 \text{ in} - (2 \times 0,119 \text{ in}) = 4,262 \text{ in}$
- Jari-jari *nozzle* (R_n) = 4,262 in : 2 = 2,131 in
- Filled weld size (t_w) = 0,5 in (Asumsi)
- Projection inside (h) = 0 (Asumsi)

1. Ketebealan 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*

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

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

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

$$A_1 = (t - t_r) \times (t_n + t) \times 2$$

$$= (0,194 \text{ in} - 0,0743 \text{ in}) \times (0,119 + 0,194) \times 2 = 0,075 \text{ in}^2$$

b) Menghitung luas kelebihan tebal dinding *nozzle*

$$A_2 = (t_n - t_{rn}) \times 5 \times t_n$$

$$= (0,119 \text{ in} - 0,005 \text{ in}) \times 5 \times 0,119 \text{ in}$$

$$= 0,068 \text{ in}^2$$

c) Menghitung luas perpanjangan *nozzle* ke sebelah dalam

$$A_3 = 2 \times h \times (t_n - CA) = 0$$

d) Menghitung luas logam las

$$A_4 = t_w^2 \cdot 2$$

$$= (0,5 \text{ in})^2 \cdot 2$$

$$= 0,5 \text{ in}^2$$

Maka jumlah bidang yang tersedia :

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

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 terlihat pada table 4.3.

Tabel 4.3. Data Luas Bidang *Nozzle*

No	Nozzle	NPS (in)	A (in ²)	A ₁ (in ²)	A ₂ (in ²)	A ₃ (in ²)	A ₄ (in ²)	Luas Daerah Yang Tersedia (in ²)
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* diatas dapat disimpulkan bahwa Nilai $A < (A1 + A2 + A3 + A4)$, maka setiap *nozzle* yang terletak pada shell tidak memerlukan plat penguat tambahan.

4.1.5. Desain *Saddle*

Data perancangan

- Kapasitas *vessel* (V) = 8 m³
- Material *saddle* = SA-516 Grade 60

- Kekuatan izin maks (σ_y) = 32.000 psi (ANSI B31.3)
- Kekuatan izin (S_a) = $2/3 \times \sigma_y = 2/3 \times 32.000 \text{ psi} = 21.333,333 \text{ psi}$
- Massa jenis air (pair) = 1.000 kg/ m³
- Berat *field test* (W_{vessel}) = 10.800 kg
- Sudut kontak maksimum = 120°
- 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 dicari dengan data sebagai berikut :

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

- Menentukan konstanta K_{11} dengan sudut 120° dari table berikut :

Tabel 4.4. Konstanta K_{11}

Values of Constant K_{11}							
Cont act Angl e	120 °	130 °	140 °	150 °	160 °	170 °	180 °
K_{11}	0,2 04	0,2 22	0,2 41	0,2 59	0,2 79	0,2 98	0,3 18

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

- Menghitung gaya *horizontal*
 $F_h = K_{11} \times Q$
 $= 0,204 \times 20.723,45 \text{ lb}$
 $= 4227,583 \text{ lbf}$
- Luas efektif *web plate* untuk menahan gaya *horizontal*
 $A = \frac{R}{3} \times \text{web plate thickness}$
 $= \frac{28,5}{3} \text{ in} \times 0,375 \text{ in}$
 $= 3,5625 \text{ in}^2$

- Menghitung tegangan akibat gaya *horizontal*

$$\sigma = \frac{F_h}{A}$$

$$= \frac{4.227,583 \text{ lbf}}{3,5625 \text{ in}^2}$$

$$= 1.186,67 \text{ psi}$$

Kekuatan izin maks yang diterima *saddle* sebesar 21.333,333 psi. Dari perhitungan di atas didapat 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*.

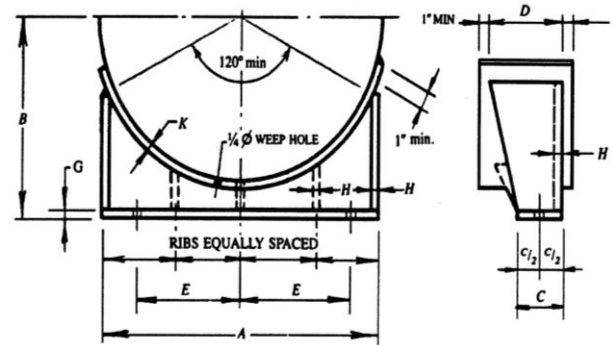
2) Dimension Saddle

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

Tabel 4.5. *Dimension saddle* (megyesy,1998)

SADDLE											
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	¼	¼	210000
3-6	3-½	2-3	6	11	1-2	¾	0	½	¼	¼	220000
4-0	3-6	2-6	6	11	1-4	¾	0	¾	¼	¼	252000
4-6	3-11	3-0	6	11	1-6	¾	0	¾	¼	¼	282000
5-0	4-4	3-3	6	11	1-8	¾	1	¾	¼	¼	312000
5-6	4-9½	3-6	6	11	1-10	¾	1	¾	¼	¼	344000
6-0	5-2½	3-9	9	18	2-0	¾	1	¾	¼	¼	402000
6-6	5-8	4-0	9	18	2-2	¾	1	¾	½	¼	436000
7-0	6-1	4-3	9	18	2-4	1	1	¾	½	¼	470000
7-6	6-6	4-6	9	18	2-6	1	1	¾	½	¼	502000
8-0	6-11½	4-9	9	18	2-8	1	1	1	½	¼	536000
8-6	7-4½	5-0	9	18	2-10	1	2	1	½	¼	760000
9-0	7-9½	5-3	9	18	3-0	1	2	1	½	¼	806000
9-6	8-3½	5-6	9	24	3-2	1¼	2	1	¾	¼	852000
10-0	8-8	5-9	9	24	3-4	1¼	2	1	¾	¼	896000
10-6	9-1½	6-0	9	24	3-6	1¼	2	1	¾	¼	940000
11-0	9-6½	6-3	9	24	3-8	1¼	2	1	¾	¼	986000
11-6	10-0	6-6	9	24	3-10	1¼	3	1	¾	¼	1030000
12-0	10-5	6-9	9	24	4-0	1¼	3	1	¾	¼	1076000

Dari tabel di atas, maka ukuran *saddle* untuk *vessel* dengan diameter 5 ft sebagai berikut :



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

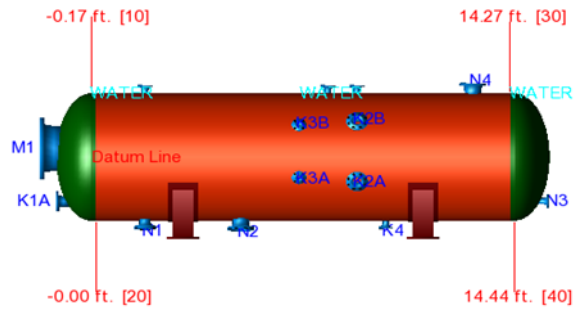
Tahap-tahap perancangan bejana tekan *Open Drains Drum* adalah sebagai berikut:

4.2.1. Input Data Beban-beban Bejana Tekan

- a. Data desain
- b. Liquid

4.2.2. Mendesain Bejana Tekan

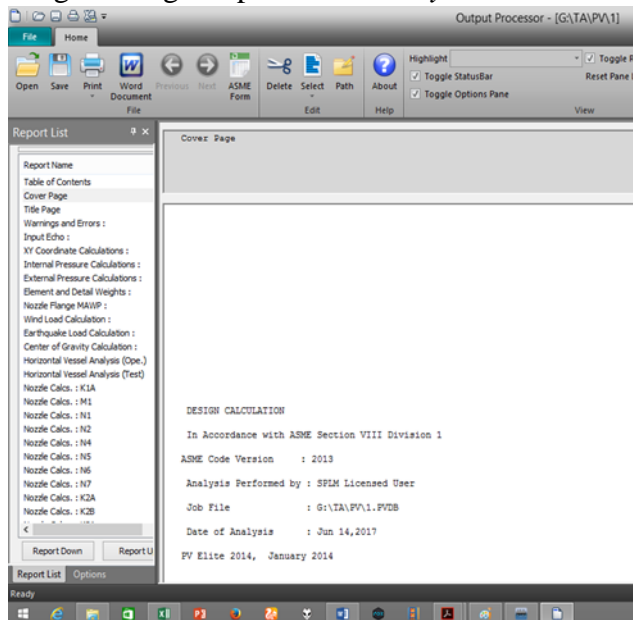
- a. Desain *Head*
- b. Desain *Shell*
- c. Desain *Saddle*
- d. Desain *Nozzle*



Gambar 4.5. hasil pemodelan bejana tekan *Open Drains Drum*

4.3. Hasil Perhitungan

Hasil perhitungan pada PV Elite dapat dilihat dengan cara menekan tombol F12 atau dengan mengklik pada ikon *Analyze*.



Gambar 4.6. Hasil Perhitungan PV Elite

4.3.1. Perbandingan Hasil Perhitungan Manual dengan PV Elite 2014

Tabel 4.7. 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	-
Desain Saddle	Tekanan Hidrostatik (psi)	67,68	65,998	-
	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 vertical dengan persamaan dibawah ini:

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + CA$$

$$= \frac{50,76 \text{ psi} \times 28,5 \text{ in}}{19.500 \text{ psi} \times 1 - 0,6 \times 50,76 \text{ in}} + 0,118 \text{ in}$$

$$= 0,1923 \text{ in}$$

Dari hasil perhitungan didapatkan 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 4.8. Perbandingan hasil perhitungan bidang nozzle

Nozzle	NPS	Rating	Manual		PV Elite	
			Luas yang dibutuhkan (in ²)	Luas yang tersedia (in ²)	Luas yang dibutuhkan (in ²)	Luas yang tersedia (in ²)
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

V. PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan dari pembahasan mengenai perancangan *pressure vessel* dengan perhitungan manual dan desain menggunakan software PV Elite 2014, dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Perhitungan secara teoritis dilakukan untuk perancangan *pressure vessel* menggunakan rumus-rumus sesuai standar ASME *section VIII division I*, diperoleh hasil sebagai berikut :
 - a) Berdasarkan beban tekanan dalam (*internal pressure*), ketebalan dinding *shell* dan *head* sebesar 0,3125 in dan 0,25 in mampu menerima tekanan desain maksimum dan dapat dinyatakan aman dengan *hydrostatic pressure* sebesar 67,68 psi.
 - b) Perhitungan tegangan yang diakibatkan oleh gaya horizontal sebesar 1.186,67 psi. Desain *saddle* dinyatakan aman karena tegangan yang diterima kurang dari kekuatan izin maksimum *saddle* sebesar 21.333,333 psi.

c) Berdasarkan perhitungan desain opening, semua nozzle tidak memerlukan plat penguat.

2. Perancangan menggunakan software PV Elite 2014 didapat hasil pada tabel 5.1.

Tabel 5.1. Hasil Perancangan Software PV Elite 2014.

Parameter		Software PV Elite 2014
Tekanan Internal	Tebal Dinding <i>Shell</i> (in)	0,195
	Tenal Dinding <i>Head</i> (in)	0,194
	MAWP <i>Shell</i> (psi)	130,213
	MAWP <i>Head</i> (psi)	88,616
	Tekanan <i>Hydrostatic</i> (psi)	65,998
Nozzle (N1)	Area yang dibutuhkan (in ²)	0,342
	Area yang tersedia (in ²)	1,242
Nozzle (N2)	Area yang dibutuhkan (in ²)	0,496
	Area yang tersedia (in ²)	1,570
Nozzle (N4)	Area yang dibutuhkan (in ²)	0,479
	Area yang tersedia (in ²)	1,586
Nozzle (K1A)	Area yang dibutuhkan (in ²)	0,336
	Area yang tersedia (in ²)	1,072
Nozzle (K1B)	Area yang dibutuhkan (in ²)	0,328
	Area yang tersedia (in ²)	1,242
Nozzle (K2A)	Area yang dibutuhkan (in ²)	0,335
	Area yang tersedia (in ²)	1,235
Nozzle (K2B)	Area yang dibutuhkan (in ²)	0,331
	Area yang tersedia (in ²)	1,239
Nozzle (M1)	Area yang dibutuhkan (in ²)	1,4
	Area yang tersedia (in ²)	3,441

3. Perbandingan hasil perhitungan manual dengan perancangan menggunakan software PV Elite 2014.

- a) Perancangan *pressure vessel* menggunakan software PV Elite 2014 lebih efisien jika dibandingkan dengan

perhitungan manual. Namun terdapat kelemahan pada software PV Elite 2014, diduga dalam perhitungan untuk menentukan ketebalan dinding *shell* pada *pressure vessel horizontal* menggunakan cara yang sama pada *pressure vessel vertical*, dengan kata lain mengabaikan tegangan yang terjadi pada saddle.

- b) Penguat *opening (reinforcement pad)* pada nozzle terjadi perbedaan nilai pada luas area yang tersedia. Hal ini disebabkan pada data asumsi yang digunakan pada proses perhitungan.

5.2. Saran

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan, dapat disarankan sebagai berikut:

1. Penentuan ketebalan dinding *shell* pada bejana tekan horizontal sebaiknya menggunakan formula L.P. Zick's, karena memperhatikan beban lentur pada bejana.
2. Software PV Elite sebaiknya digunakan dalam perancangan *pressure vessel*, mengingat dari segi waktu yang lebih efisien.
3. Dibutuhkan penelitian yang lebih jauh terhadap perancangan *pressure vessel* khususnya kondisi operasi di Indonesia.

DAFTAR PUSTAKA

- Afandi, Khamdi. 2015. "Perancangan Ulang Pressure Vessel High Pressure Flare Knock Out Drum Kapasitas 38,5 m³, Tekanan Internal 10 Bar, Dan Temperature 1500C, Dengan Bantuan Software Compress 6258". Jurusan Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Yogyakarta.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. Section VIII Division 1, 2008. "Rules For Construction Of Pressure Vessels". The American Society Of Mechanical Engineers.
- Aziz, Abdul, Abdul Hamid, dan Imam Hidayat. 2014. "Perancangan Bejana Tekan (Pressure Vessel) Untuk Separasi 3 Fasa". Jurusan Teknik Mesin Mercubuana.
- Intergraph Corporation. 2012. "PV Elite Quick Start Process, Power, Marine". Copyright © 2012 Intergraph CAS, Inc. All Rights Reserved.
- Khambali, Khamdan. 2017. "Perancangan Ulang Bejana Tekan Vertical Air Receiver Kapasitas 50 m³, Tekanan Internal 0,9 MPa, Dan Temperatur 43°C, Dengan Bantuan Software Pv Elite 2016". Jurusan Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Yogyakarta.
- Megyesy, Eguene F. 1998. "Pressure Vessel Handbook (Eleventh Edition)". American: Pressure Vessel Publishing, INC.
- Setyaribawa, Edi. 2015. Perancangan Ulang Pressure Vessel Closed Drain Drum Kapasitas 15 M³, Tekanan Internal 3,5 barg, Dan Temperatur 168 0c Dengan Bantuan Software Pv Elite 2014. Jurusan Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Yogyakarta.