

TUGAS AKHIR

PERANCANGAN ULANG *PRESSURE VESSEL CLOSED DRAIN DRUM* KAPASITAS 15 m³, TEKANAN INTERNAL 3,5 barg, DAN TEMPERATUR 168 °C DENGAN BANTUAN *SOFTWARE PV ELITE 2014*

Edi Setyaribawa

Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Yogyakarta
Jl. Lingkar Barat, Tamantirto, Kasihan Bantul 55183
Email: edi.setyaribawa.2011@ft.ac.id

Intisari

Bejana tekan (*pressure vessel*) adalah sebuah wadah yang tertutup rapat yang didalamnya diisi fluida yang bertekanan tinggi. Bejana tekan memiliki spesifikasi khusus, sebab harus mampu bertahan dari tekanan fluida yang ditampungnya ditambah beban akibat berat bejana itu sendiri dan akibat beban eksternal lainnya. Oleh karena itu, maka perancangan bejana tekan memerlukan perhatian yang cukup tinggi karena harus memiliki tingkat keamanan yang meyakinkan sehingga dapat meminimalisir terjadinya kegagalan.

Dalam perancangan ini dilakukan perancangan ulang terhadap bejana tekan *Close Drain Drum* yang berorientasi horizontal dengan kapasitas 15 m³ tekanan internal 3,5 barg dan temperatur 168°C. Proses perancangan dilakukan dengan perhitungan manual dan dengan bantuan *software* untuk mengetahui tingkat keamanan dari bejana tersebut.

Berdasarkan perhitungan manual didapat ketebalan *shell* yang diperlukan sebesar 0,4375 in, ketebalan *head* 0,25 in, MAWP *shell* 223,57 psi, dan MAWP *head* 128,61 psi. Sementara itu, berdasarkan perancangan dengan *software* didapat ketebalan *shell* 0,22 in, ketebalan *head* 0,22 in, MAWP *shell* 100,99 psi, dan MAWP *head* 101,721 psi. Meskipun terdapat perbedaan hasil dari kedua metode perancangan tersebut, namun keduanya menggunakan standar yang sama yaitu ASME VIII Divisi I. Perancangan dengan menggunakan *software* lebih dianjurkan karena lebih efisien dari segi waktu yang digunakan dalam perancangan.

Kata Kunci : *Pressure Vessel, Closed Drain Drum, Software PV Elite 2014, Head, Shell, MAWP*

1. Pendahuluan

1.1. Latar Belakang

Pada saat ini, dunia industri memiliki peranan penting dalam perekonomian, oleh karena itu perancangan plan industri yang efisien sangat penting. Dalam bermacam-macam subsistem yang terdapat pada sebuah industri, terdapat komponen yang berfungsi menangani fluida bertekanan, salah satu komponen yang penting adalah bejana tekan, yang berfungsi sebagai wadah fluida bertekanan. Bejana tekan memiliki spesifikasi khusus, sebab harus mampu bertahan dari tekanan fluida yang ditampungnya ditambah

beban akibat berat bejana itu sendiri dan akibat beban eksternal lainnya.

Beberapa contoh kecelakaan bejana tekan pernah terjadi salah satunya terjadi dikota Brocton di negara bagian Massachusetts Amerika Serikat pada tanggal 20 maret 1905. Akibat ledakan tersebut 58 orang meninggal dunia dan melukai 117 orang serta menyebabkan kerugian material sebesar seperempat juta dolar. Ledakan tersebut berasal dari sebuah boiler (Robert C, 1993, dalam Cahyono, 2005). Ledakan bejana bertekanan bisa saja terjadi karena banyak faktor antara lain fluida kerja tidak sesuai dengan fluida desain, terjadinya retak yang

diakibatkan oleh adanya beban dinamis dan tekanan kerja melebihi tekanan desain bejana.

Dalam merancang bejana tekan dapat dihitung dengan cara manual (*hand calculation*) dengan formula dari standar ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) section VIII maupun analisa komputer. Standar tersebut dibuat dengan sedemikian rupa, sehingga kemungkinan terjadi kesalahan atau kegagalan dapat dihindari. Software PV Elite adalah perangkat lunak yang berupa program analisa dan desain, sehingga dapat digunakan untuk merancang bejana tekan dengan mudah dan cepat serta dapat menganalisa beban-beban yang diterima.

II. Tinjauan Pustaka dan Landasan Teori

2.1. Tinjauan Pustaka

Bejana tekan merupakan suatu konstruksi berbentuk tabung yang menerima beban tekan. Tabung sebagai tempat penyimpanan fluida gas atau cairan yang bertekanan. Konstruksi bejana tekan ini biasanya terbuat dari baja tahan karat sesuai dengan fluida yang tersimpan didalamnya. Proses pembuatan bejana tekan ini dilakukan dengan proses perakitan menggunakan proses pengelasan. Proses pengelasan yang digunakan dipertimbangkan berdasarkan tingkat kerapatan, kebocoran, dan sekaligus kekuatannya. Industri yang banyak menggunakan bejana tekan ini diantaranya adalah industri kimia, ketel-ketel uap, pabrik-pabrik minyak dan sebagainya.

Menurut Aziz (2014), perancangan bejana tekan menggunakan metode yang disesuaikan dengan kemajuan teknologi, dimana begitu banyak aplikasi yang digunakan dalam dunia kerja salah satunya dengan *software* PV Elite. Perancangan ini menggunakan material untuk dinding bejana (*shell*) dan kepala bejana (*head*) adalah SA-516 Grade 70, tekanan direncanakan = 3,1 MPa, dimensi panjang bejana tekan (*Seamless*)= 5900 mm, diameter (D) = 2140 mm, dan *Corrosion Allowance* = 6 mm. Hasil

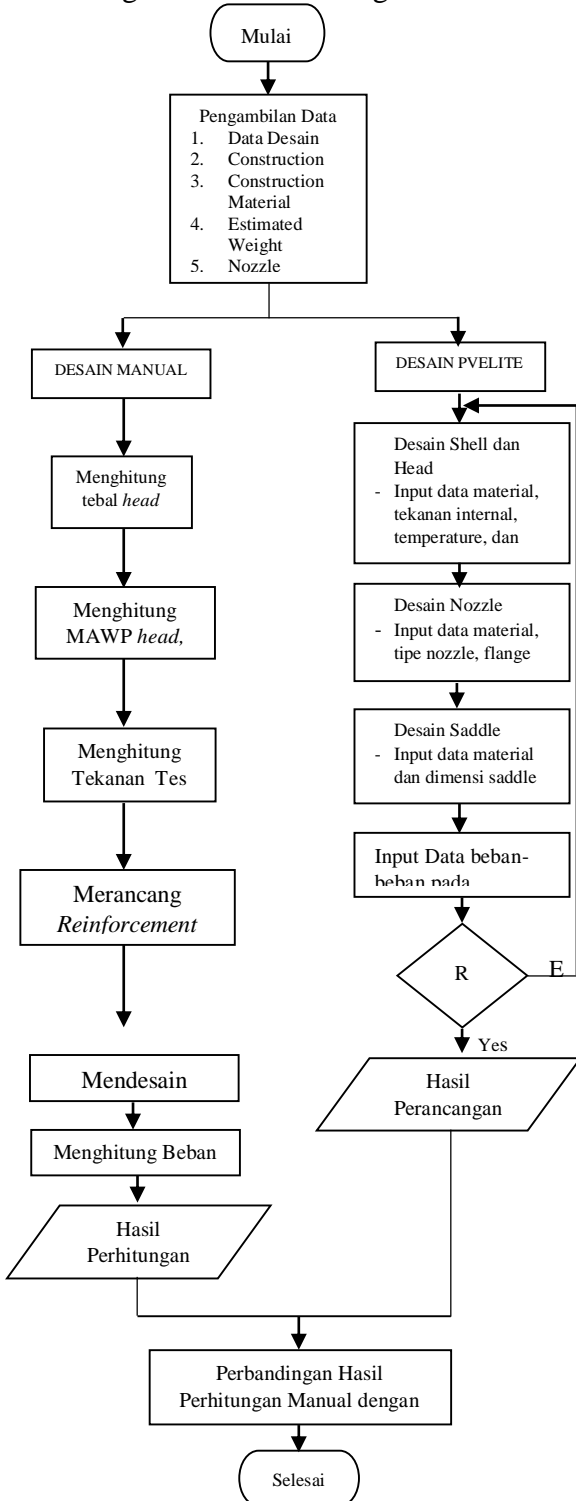
perhitungan aplikasi PV Elite, ketebalan *shell* yang didapat adalah 30,45 mm, sedangkan perhitungan manual adalah 29,84 mm. Untuk ketebalan kepala (*head*) bejana tekan berdasarkan perhitungan PV Elite didapat 30,18 mm sedangkan perhitungan secara manual ketebalan kepala (*head*) adalah 17,92 mm. Tekanan maksimal berdasarkan PV Elite adalah untuk *Head* = 5,1356 MPa dan *Shell* = 5,0418 MPa, sedangkan hasil dari perhitungan manual untuk *Head* = 1,0144 MPa dan untuk *Shell* = 3,9102 MPa.

2.2. Landasan Teori

Bejana tekan atau dalam bahasa inggris-nya disebut *pressure vessel* adalah sebuah wadah yang tertutup rapat yang didalamnya di isi fluida yang bertekanan tinggi (kandiyas, 2014). Adapun komponen-komponen dari suatu bejana tekan, terdiri dari beberapa bagian utama seperti; dinding (*shell*), kepala bejana (*head*), lubang orang/lubang pembersih (*manhole*), nosel-nosel (*nozzles*),udukan penyangga (*support*) dan aksesoris lainnya yang digunakan sebagai alat pendukung.

III. Metode Perancangan

1.1. Diagram Alir Perancangan



IV. Pembahasan

1.1. Perhitungan Manual

1.1.1. Perhitungan Ketebalan Dinding dan MAWP Berdasarkan Beban Tekanan Dalam (*Internal Pressure*)

1. Menghitung Ketebalan Dinding *Shell*

Pada bejana tekan horizontal dengan 2 *saddle*, ketebalan dinding *shell* harus dapat menahan tegangan izin maksimum. Langkah pertama, mengasumsikan ketebalan dinding *shell* (t_s) sebesar 0,4375 in.

Data Perhitungan :

- $R = 35,43$ in
- $S_a = 18.300$ psi
- $t_s = 0,4375$ in
- $A = 35,45$ in
- $B = 48$ in
- $H = 17,7$ in
- $L = 212,5$ in
- $P = 50,7$ psi
- $\theta = 120^0$
- $\sigma_y = 30.000$ psi
- $E = 1$
- $W_{vessel} = 19.200$ kg
- *Shell* Material = SA-516 Grade 60
- Menghitung berat air

$$\begin{aligned}
 W_{air} &= V \cdot \rho_{air} \\
 &= 15 \text{ m}^3 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 &= 15000 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

- Menghitung berat total

$$\begin{aligned}
 W &= W_{air} + W_{vessel} \\
 &= 15000 \text{ kg} + 19200 \text{ kg} \\
 &= 34200 \text{ kg} = 75398 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

- Menghitung beban pada satu *saddle*

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{W}{2} \\
 &= \frac{75398}{2} \\
 &= 37699 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

1) Tegangan Longitudinal Bending

- Tegangan Maksimum terjadi pada *Saddle*

$$S_1 = \frac{Q \cdot A \left(\frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2 \cdot A \cdot L}}{1 + \frac{4 \cdot H}{3 \cdot L}} \right)}{K_1 \cdot R^2 \cdot t_s}$$

$$= \frac{37699 \cdot 35,43 \left(\frac{1 - \frac{35,43}{212,5} + \frac{35,43^2 - 17,7^2}{2 \cdot 35,43 \cdot 212,5}}{1 + \frac{4 \cdot 17,7}{3 \cdot 212,5}} \right)}{0,335 \cdot 35,43^2 \cdot 0,4375}$$

$$= 1406 \text{ psi}$$

- Tegangan maksimum terjadi pada midspan

$$S_1 = \frac{\frac{Q \cdot L}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4 \cdot H}{3 \cdot L}} - \frac{4 \cdot A}{L} \right)}{\pi \cdot R^2 \cdot t_s}$$

$$= \frac{\frac{37699 \cdot 212,5}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{35,43^2 - 17,7^2}{212,5^2}}{1 + \frac{4 \cdot 17,7}{3 \cdot 212,5}} - \frac{4 \cdot 35,43}{212,5} \right)}{\pi \cdot 35,43^2 \cdot 0,4375}$$

$$= 314 \text{ psi}$$

- Tegangan akibat tekanan internal

$$= \frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s} = \frac{50,7 \cdot 35,43}{2 \cdot 0,4375} = 2053 \text{ psi}$$

- Tegangan tarik = $S_1 +$

$$\frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s} = 1406 + 2053 = 3459 \text{ psi}$$

- Tegangan izin maksimum

$$= S_a \cdot E = 18.300 \cdot 1 = 18.300 \text{ psi}$$

- Tegangan tekan

$$= \frac{P \cdot R}{2 \cdot t_s} - S_1 = 2053 - 1406 = 647 \text{ psi}$$

- Tegangan izin maksimum

$$0,5 \cdot \sigma_y = 0,5 \cdot 30.000 = 15.000 \text{ psi}$$

Didapat tegangan tarik (3459 psi) dan tekan (647 psi) < tegangan izin maksimum (15.000 psi).

2) Tangential Shear

$$A = 35,43$$

$$\frac{R}{2} = \frac{35,43}{2} = 17,715 \text{ in}$$

Karena $A > \frac{R}{2}$ dan tidak menggunakan ring pengaku, maka tegangan maksimum yang terjadi (S_2) adalah :

$$S_2 = \frac{K_2 \cdot Q}{R \cdot t_s} \left(\frac{L - 2 \cdot A}{L + \frac{4}{3} \cdot H} \right) = \frac{1,171 \cdot 37699}{212,5 \cdot 0,375} \left(\frac{212,5 - 2 \cdot 35,43}{212,5 + \frac{4}{3} \cdot 17,7} \right)$$

$$= 1.993 \text{ psi (aman)}$$

Tegangan izin maksimum

$$= S_a \cdot 0,8 = 18300 \cdot 0,8 = 14640 \text{ psi}$$

Didapat tegangan maksimum yang terjadi (S_2) < tegangan izin maksimum

3) Circumferential Stress

$$L = 212,5 \text{ in}$$

$$8 \cdot R = 8 \cdot 35,43 = 283,44 \text{ in}$$

Karena $L < 8 \cdot R$ maka, tegangan maksimum yang terjadi S_4 adalah :

$$S_4 = \frac{Q}{4 \cdot t_s \left(b + 1,56 \sqrt{R \cdot t_s} \right)} - \frac{12 \cdot K_6 \cdot Q \cdot R}{L \cdot t_s^2}$$

$$= \frac{37699}{4 \cdot 0,375 \left(48 + 1,56 \sqrt{35,43 \cdot 0,4375} \right)} - \frac{12 \cdot 0,053 \cdot 37699 \cdot 35,43}{212,5 \cdot 0,4375^2}$$

$$= -20495 \text{ psi}$$

Tegangan izin maksimum = $1,5 \cdot S_a = 1,5 \cdot 18300 = 27450 \text{ psi}$

Didapat tegangan maksimum yang terjadi S_4 (-20495) < tegangan izin maksimum (27450). Setelah menghitung tegangan yang terjadi pada ketebalan *Shell* sebesar 0,4375 in,

dinyatakan aman. Karena tidak melebihi tegangan izin maksimum.

1.1.2. Tekanan Internal

1. Merancang Cylindrical Shell

Desain *shell* silindris yang dilakukan meliputi ketebalan dinding dan tekanan kerja izin maksimum (MAWP). Penentuan ketebalan dinding dan MAWP tersebut dilakukan dengan data-data berikut.

$$S = 18.300 \text{ psi}$$

$$E = 1$$

$$t_s = 0,4375 \text{ in}$$

$$R = 35,43 \text{ in}$$

$$CA = 0,118 \text{ in}$$

- Menghitung MAWP Shell

$$\begin{aligned} \text{MAWP} &= \frac{S \cdot E \cdot t_s}{(R + CA) + (0,6 \cdot t_s)} \\ &= \frac{18.300 \cdot 1 \cdot 0,4375}{(35,43 + 0,118) + (0,6 \cdot 0,4375)} \\ &= 223,57 \text{ psi} \end{aligned}$$

2. Desain Head

Jenis *Head* yang digunakan adalah 2:1 *Ellipsoidal head*. Material yang digunakan adalah SA-516 Grade 60 dengan tegangan izin maksimum (S) pada suhu 334,4°F adalah 18.300 psi. Untuk menentukan ketebalan dan MAWP pada kondisi *new* dan *Corroded*, menggunakan persamaan dibawah ini.

- Tekanan desain (P_d) = 3,5 bar = 50,76 psi
- Temperatur desain (T_d) = 168°C = 334,4°F
- Jari – jari (R) = 900 mm = 35,43 in
- Diameter dalam (D_i) = 1800 mm = 70,86 in
- *Joint efisiensi* (E) = 1 (*Radiography test* 100%)
- Faktor korosi (CA) = 3 mm = 0,118 in
- *Shell thickness* = 8 mm = 0,31 in
- *Head thickness* = 8 mm = 0,31 in

a) Kondisi *New*

$$t = \frac{P_d \cdot D_i}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d} + CA$$

Menghitung ketebalan *head* pada kondisi *new* :

$$t_{\text{new}} = \frac{50,76 \text{ psi} \cdot 70,86 \text{ psi}}{(2 \cdot 18300 \text{ psi} \cdot 1) - (0,2 \cdot 50,76 \text{ psi})} + 0,118 \text{ in}$$

= 0,216 in (dibulatkan sesuai standar di pasaran sebesar 0,25 in)

Menghitung MAWP :

$$\begin{aligned} \text{MAWP} &= \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{\text{new}}}{D_i + (0,2 \cdot t_{\text{new}})} \\ &= \frac{2 \cdot 18300 \text{ psi} \cdot 1 \cdot 0,25 \text{ in}}{70,86 \text{ in} + (0,2 \cdot 0,25 \text{ in})} \\ &= 129,04 \text{ psi} \end{aligned}$$

b) Kondisi *corroded*

$$t = \frac{P_d \cdot D_{\text{cor}}}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d}$$

$$\begin{aligned} D_{\text{cor}} &= D_i + (2 \cdot CA) \\ &= 70,86 \text{ in} + (2 \cdot 0,118 \text{ in}) = 71,096 \text{ in} \end{aligned}$$

Menghitung ketebalan *head* pada kondisi *corroded* :

$$t_{\text{cor}} = \frac{50,76 \text{ psi} \cdot 71,096 \text{ in}}{(2 \cdot 18300 \text{ psi} \cdot 1) - (0,2 \cdot 50,76 \text{ psi})}$$

$t_{\text{cor}} = 0,098 \text{ in}$ (dibulatkan sesuai standar di pasaran sebesar 0,25 in)

Menghitung MAWP *Head*:

$$\begin{aligned} \text{MAWP} &= \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{\text{cor}}}{D_{\text{cor}} + (0,2 \cdot t_{\text{cor}})} \\ &= \frac{2 \cdot 18300 \text{ psi} \cdot 1 \cdot 0,25 \text{ psi}}{71,096 \text{ in} + (0,2 \cdot 0,25 \text{ in})} = 128,61 \text{ psi} \end{aligned}$$

Syarat aman ketebalan *head* apabila tekanan maksimum *head* lebih besar dari tekanan desain. Dari perhitungan diatas, tekanan maksimum *head* lebih besar dari tekanan desain, yaitu 128,61 psi > 50,76 psi. Jadi, ketebalan *head* 0,25 in mampu menerima tekanan maksimum dan dapat dinyatakan aman.

3. Desain Flange

Terdapat 2 jenis material flange yang digunakan yaitu SA 105 untuk flange pada nozzle dengan diameter diatas 3 inchi dan SB 564 Gr.1 UNS NO6625 untuk flange pada nozzle dengan diameter 3 in dan di bawahnya. Berikut ini merupakan penentuan MAWP pada flange yang terdapat pada bejana tekan Closed Drain Drum.

Tabel 4.1. MAWP Flange

Berdasarkan tabel di atas terlihat bahwa tekanan ijin maksimum (MAWP) dari semua flange lebih besar dari pada tekana desain maka dari hasil tersebut flange dinyatakan aman.

4. Hydrostatic Tes Pressure

Hydrostatic Test Pressure bertujuan untuk mengetahui kekuatan suatu bejana tekan, Perhitungannya sebagai berikut:

- Tekanan desain = 50,76 psi
- $t_{\text{desain}} = 334,4^{\circ}\text{F}$
- $t_{\text{test}} = 71,6^{\circ}\text{F}$
- S (pada t_{desain}) = 18300 psi
- S (pada t_{test}) = 20000 psi

$$P_{\text{Hidrostatik}} = 1,5 \cdot P_{\text{Desain}} \cdot \frac{S @ \text{Suhu Tes}}{S @ \text{Suhu Desain}}$$

$$= 1,5 \cdot 50,76 \text{ psi} \cdot \frac{20000 \text{ psi}}{18300 \text{ psi}}$$

$$= 83,21 \text{ psi}$$

Dari perhitungan diatas, maka besarnya tekanan hydrostatic test sebesar 83,21 psi.

4.1.3. Merancang Reinforcement Pad

Perancangan reinforcement pad bertujuan untuk mengetahui diperlukan atau tidaknya plat penguat pada opening (nozzle). Data-data yang diperlukan dalam perancangan plat penguat adalah :

- Shell
- Diameter dalam shell (D_i) = 70,86 in

- Tekanan desain (P_d) = 50,76 psi
- Material shell = SA516.Grade 60
- Temperatur desain (T_d) = 334,4°F
- Tegangan izin maksimum (S_s) = 18300 psi (pada temperatur 334,4°F)
- Tebal dinding Shell (t) = 0,4375 in
- Effisiensi sambungan (E) = 1 (berdasarkan asumsi)
- Faktor korosi (c) = 0,118 in

No	Nozzle	NPS (in)	Flange		MAWP (psig)
			Rating	Material	
1	N1	4	150#	SA 105	200
2	N2	4	300#	SA 105	635
3	N3	4	600#	SA 105	1270
4	N4	4	900#	SA 105	1900
5	N5	4	1500#	SA 105	3170
6	N6	4	2500#	SA 105	5280
7	N7	10	150#	SA 105	200
8	N8	2	150#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	200
9	N9	3	150#	SA 105	200
10	N10	2	150#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	200
11	N11	2	150#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	200
12	N12	8	150#	SA 105	200
13	K1	4	150#	SA 105	200
14	K2	4	150#	SA 105	200
15	K3	2	150#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	200
16	K4	2	150#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	200
17	M1	20	150#	SA 105	200
18	M2	20	150#	SA 105	200

- Nozzle

- Nozzle = N1
- Material Nozzle diatas 3 in = SA106Gr.B Didapat $S = 20.000$ psi
- Material Nozzle dibawah 3in = SB444 Gr.1 UNS N06625

Didapat $S = 40.000$ psi

- Tegangan izin maksimum (S_n) = psi
- Tebal nozzle (t_n) = 0,337 in
- Diameter nozzle (d) = 3,826 in (diameter dalam nozzle)

- Projection inside = 0,6 (berdasarkan asumsi)
- Filled weld size (t_w) = 0,4 (berdasarkan asumsi)

1) Ketebalan Dinding yang Diperlukan

a) Shell

$$t_r = \frac{P_d \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d}$$

$$= \frac{50,76 \text{ psi} \cdot 35,43 \text{ in}}{18300 \text{ psi} \cdot 1 - 0,6 \cdot 50,76 \text{ psi}} = 0,098 \text{ in}$$

b) Nozzle

$$t_m = \frac{P_d \cdot r}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d} = \frac{50,76 \text{ psi} \cdot 1,913}{20000 \text{ psi} \cdot 1 - 0,6 \cdot 50,76 \text{ psi}} = 0,0049 \text{ in}$$

2) Menghitung luas yang diperlukan untuk menahan tekanan internal pada shell

$$A = d \cdot t_r$$

$$= 3,826 \text{ in} \cdot 0,098 \text{ in}$$

$$= 0,375 \text{ in}$$

3) Bidang yang Tersedia untuk Penguat

a) Menghitung luas kelebihan tebal dinding bejana

$$A1 = (t - t_r) \cdot d$$

$$= (0,4375 \text{ in} - 0,098 \text{ in}) \cdot 3,826 \text{ in}$$

$$= 1,3 \text{ in}$$

b) Menghitung luas kelebihan tebal dinding nozzle

$$A2 = 5 \cdot t_n \cdot (t_n - t_m)$$

$$= 5 \cdot 0,337 \text{ in} \cdot (0,337 \text{ in} - 0,0049 \text{ in})$$

$$= 0,559 \text{ in}$$

c) Menghitung luas perpanjangan nozzle ke sebelah kdalam

$$A3 = 2 \cdot h \cdot (t_n - c)$$

$$= 2 \cdot 1 \text{ in} \cdot (0,337 \text{ in} - 0,118 \text{ in})$$

$$= 0,44 \text{ in}$$

d) Menghitung luas logam las

$$A4 = t_w^2$$

$$= (0,4 \text{ in})^2$$

$$= 0,16 \text{ in}^2$$

Maka jumlah bidang yang tersedia

$$= A1 + A2 + A3 + A4$$

$$= (1,3 + 0,559 + 0,44 + 0,16) \text{ in}$$

$$= 2,46 \text{ in}^2$$

4.1.4. Merancang Saddle

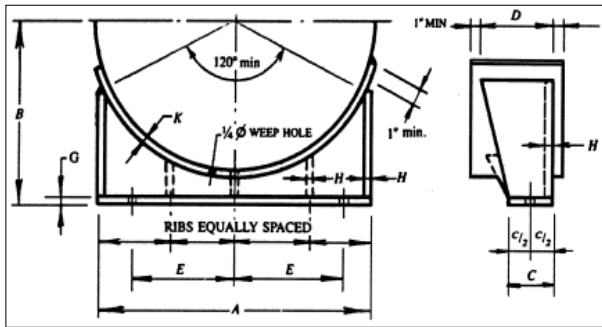
a). Dimension Saddle

Untuk menentukan ukuran *saddle* yang sesuai dengan ukuran *Vessel*, dapat dilihat dari tabel dibawah ini. Data yang diperlukan adalah diameter *Vessel*, yaitu sebesar 70,86 in atau 6 ft

Tabel 4.3. Dimension Saddle (Megyesy, 1998)

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	¼	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	¾	¾	210000
3-6	3-½	2-3	6	11	1-2	¾	0	½	¾	¾	220000
4-0	3-6	2-6	6	11	1-4	¾	0	¾	¾	¾	252000
4-6	3-11	3-0	6	11	1-6	¾	0	¾	¾	¾	282000
5-0	4-4	3-3	6	11	1-8	¾	1	¾	¾	¾	312000
5-6	4-9½	3-6	6	11	1-10	¾	1	¾	¾	¾	344000
6-0	5-2½	3-9	9	18	2-0	¾	1	¾	¾	¾	402000
6-6	5-8	4-0	9	18	2-2	¾	1	¾	½	¾	436000
7-0	6-1	4-3	9	18	2-4	1	1	¾	½	¾	470000
7-6	6-6	4-6	9	18	2-6	1	1	¾	½	¾	502000
8-0	6-11½	4-9	9	18	2-8	1	1	1	½	¾	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 diatas, maka ukuran *saddle* untuk *vessel* dengan diameter 6 ft sebagai berikut :



Gambar 4.3. *Dimension Saddle*

Ukuran *saddle* :

A= 5 ft, 8 in

B= 3 ft

C= 9 in

D= 18 in

E = 2 ft

Bolt diameter = $\frac{3}{4}$

Ribs = 1

Base G = $\frac{3}{4}$

Web, Flange, ribs H = $\frac{1}{2}$

Wear K = $\frac{3}{8}$

Berat maksimum *Vessel* = 402000 lb

Ukuran *Saddle* diatas sesuai dengan standar yangizinkan dalam ASME untuk *vessel* dengan diameter 6 ft.

4.1.5. Beban Angin (Wind Load)

Perhitungan pengaruh beban angin terhadap bejana tekan yang dilakukan adalah untuk mencari besarnya *Design Force* (F) dan *Wind Pressure* (P_w).

Data Perhitungan :

- Diameter *vessel* (D) = 6 ft
- Kecepatan angin (V) = 100,66 mph
- B (*saddle*) = 3 ft

1) Menghitung *Design Wind Force*

Standart yang digunakan adalah standar ANSI atau ASCE 7 – 1995. *Design Wind Force* dapat ditentukan dari persamaan sebagai berikut :

$$F = Q_z \cdot G \cdot C_f \cdot A_f$$

- Nilai Q_z didapat dari tabel di bawah ini.

Tabel 4.4. *Velocity Pressure*

Basic wind speed (mph)	70	80	90	100	110	120	130
Velocity Pressure (psf)	13	17	21	26	31	37	34

$$Q_z = 31 \text{ psf}$$

- Menghitung tinggi bejana

$$H = \frac{D_{vessel}}{2} + B = \frac{6 \text{ ft}}{2} + 3 \text{ ft} = 6 \text{ ft}$$

- Nilai G didapat dari tabel dibawah ini.

Tabel 4.5. *Coefficient G*

HEIGHT Above Ground, ft.	EXPOSURE B	EXPOSURE C	EXPOSURE D
0-15	0.6	1.1	1.4
20	0.7	1.2	1.5
40	0.8	1.3	1.6
60	0.9	1.4	1.7
80	1.0	1.5	1.8
100	1.1	1.6	1.9
140	1.2	1.7	2.0
200	1.4	1.9	2.1
300	1.6	2.0	2.2
500	1.9	2.3	2.4

$$G = 1,4 \text{ (EXPOSURE D)}$$

- Nilai C_f didapat 0,8 untuk faktor bentuk silinder
- Menghitung luas proyeksi (A_f)

$$A_f = D \cdot H = 6 \text{ ft} \cdot 6 \text{ ft} = 36 \text{ ft}^2$$

Maka, *wind force* dapat dihitung :

$$F = Q_z \cdot G \cdot C_f \cdot A_f$$

$$= 31 \text{ psf} \cdot 1,4 \cdot 0,8 \cdot 36 \text{ in}^2$$

$$= 1249,92 \text{ lbf}$$

2) Menghitung *wind Pressure*

$$P_w = 0,0025 \cdot V_w^2$$

$$= 0,0025 \cdot (100,66 \text{ mph})^2$$

$$= 25,33 \text{ psf}$$

Dengan kecepatan angin 100,66 mph, bejana tekan menerima *wind force* sebesar 1249,92 lbf dan menahan *wind pressure* sebesar 25,33 psf.

4.2. Perancangan dengan Software PV Elite 2014

Tahap-tahap perancangan bejana tekan Closed Drain Drum diuraikan sebagai berikut :

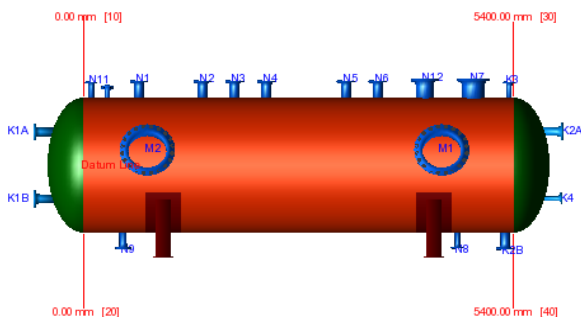
4.2.1. Input Data Beban-Beban Bejana Tekan

- Design Data
- Wind Load
- Seismic Load

4.2.2. Membuat Model Bejana Tekan

- Desain Head
- Desain *Shell*
- Desain *Nozzle*

4.2.3. Hasil Perhitungan



Gambar 4.14. Hasil Perancangan Bejana Tekan Closed Drain Drum

4.3. Perbandingan Hasil Perhitungan Manual dan Software PVElite 2014

Di bawah ini merupakan tabel perbandingan hasil dari desain bejana tekan menggunakan perhitungan manual dan bantuan software PVElite.

Tabel 4.7. Hasil Perhitungan Manual dan Software PVElite

Perhitungan		Hasil Perhitungan	
		Manual	Software PV Elite
Desain Tekanan Internal	Tebal Dinding Shell (in)	0,4375	0,22
	Tebal Dinding Head (in)	0,216	0,22
	MAWP Shell (psi)	223,57	100,99
	MAWP Head (psi)	128,61	101,721
	Tekanan Tes hidrostatik (psi)	83,21	65,99
Beban Angin	Design Wind Force (lbf)	1458,24	-
	Wind Pressure (psf)	25,33	-
Desain Saddle	Tegangan akibat gaya horizontal	1736,8	-
Nozzle N1	Luas yang dibutuhkan (in ²)	0,375	0,401
	Luas yang tersedia (in ²)	2,983	1,496
Nozzle N2	Luas yang dibutuhkan (in ²)	0,375	0,401
	Luas yang tersedia (in ²)	2,983	1,496
Nozzle N3	Luas yang dibutuhkan (in ²)	0,375	0,401
	Luas yang tersedia (in ²)	2,983	1,496

Dari tabel di atas, hasil dari perancangan menggunakan software PV Elite dengan perhitungan secara manual mempunyai perbedaan yang cukup besar pada nozzle dan tes hidrostatik. Adapun perbedaan hasil yang cukup besar disebabkan oleh:

- Merancang penguat opening (*reinforcement pad*) pada nozzle dengan perhitungan manual, terjadi deviasi yang cukup besar antara luas yang dibutuhkan dengan luas yang tersedia. Hal ini disebabkan oleh data asumsi yang diperlukan saat proses perhitungan.
- Perhitungan tes hidrostatik harus sesuai standar UG-99. Hasil perhitungan manual didapat tekanan hidrostatik sebesar 83,21

psi, sedangkan hasil software PV Elite sebesar 65,99 psi. Maka terjadi deviasi sebesar 17,22 psi. Hal ini terjadi karena:

a) Pada perhitungan manual tes hidrostatis menggunakan standar UG-99 (e), yaitu:

$$P_{\text{Hidrostatik}} = 1,5 \cdot P_{\text{Desain}} \cdot \frac{S @ \text{Suhu Tes}}{S @ \text{Suhu Desain}}$$

b) Pada software PV Elite menggunakan standar UG-99 (b), yaitu:

$$P_{\text{Hidrostatik}} = 1,3 \cdot P_{\text{Desain}} \cdot \frac{S @ \text{Suhu Tes}}{S @ \text{Suhu Desain}}$$

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan dari pembahasan mengenai perancangan bejana tekan dengan perhitungan manual dan desain menggunakan software PV Elite yang telah dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Perancangan bejana tekan pada perhitungan manual dilakukan dengan menghitung secara teoritis menggunakan rumus-rumus sesuai standar ASME section VIII division 1, diperoleh hasil sebagai berikut:
 - a) Berdasarkan beban tekanan dalam (*internal pressure*), ketebalan *shell* sebesar 0,4375 in dan *head* sebesar 0,25 in mampu menerima tekanan maksimum dan dinyatakan aman dengan *hydrostatic test pressure* sebesar 83,21 psi.
 - b) Perhitungan tegangan yang diakibatkan oleh gaya horizontal sebesar 1736,8 psi. Jadi, desain *saddle* aman karena tegangan yang diterima lebih kecil dari kekuatan izin maksimum *saddle* sebesar 20.000 psi.
 - c) Berdasarkan kecepatan angin 100,66 mph, bejana tekan menerima wind force sebesar 1458,24 lbf dan menahan wind pressure sebesar 25,33 psf.
 - d) Berdasarkan perhitungan desain opening, semua nozzle tidak memerlukan plat penguat.
2. Perancangan dengan software memakan waktu yang lebih cepat jika dibandingkan dengan melakukan perhitungan manual.

Namun terdapat kelemahan pada software PV Elite 2014 dimana perhitungan untuk menentukan ketebalan *shell* pada bejana horizontal sama seperti menentukan ketebalan *shell* pada bejana tekan vertikal atau dengan kata lain tidak mempertimbangkan tegangan yang ada. Maka dari itu pada perancangan ini didapat selisih antara ketebalan *shell* sebesar 0,4375 in berdasarkan perhitungan manual dan 0,22 in berdasarkan software.

3. Hasil perhitungan dari kedua metode perancangan memperlihatkan jika terdapat perbedaan yang cukup besar di antara keduanya. Selain pada ketebalan *shell* perbedaan juga terjadi pada MAWP *shell* sebesar 223,57 psi pada perhitungan manual dan 100,99 psi pada perhitungan PV Elite. Selanjutnya selisih yang cukup besar juga terjadi pada tekanan tes hidrostatisnya. Pada perhitungan manual didapat 83,21 psi sedangkan pada software tekanan tes hidrostatis didapat sebesar 65,99 psi.

Berdasarkan hasil perancangan dengan software PV Elite bejana tekan Close Drain Drum dinyatakan sudah aman karena ketebalan dinding bejana lebih besar yaitu 0,315 in. Sebaliknya, dengan mempertimbangkan tegangan yang terjadi maka bejana tekan dinyatakan tidak aman karena berdasarkan perhitungan manual ketebalan yang diperlukan adalah sebesar 0,4375 in jauh lebih besar dibandingkan ketebalan bejana tekan pada kondisi aktualnya.

5.2. Saran

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan, penulis menyarankan sebagai berikut:

1. Proses perancangan harus dilakukan dengan teliti sesuai dengan standar ASME section VIII division I, supaya mendapatkan hasil bejana tekan dengan tingkat keamanan tinggi.
2. Perancangan bejana tekan sebaiknya menggunakan bantuan software PV Elite

- daripada dengan perhitungan manual, karena dari segi waktu lebih cepat dan memperhitungkan aspek biaya yang efisien.
3. Perlu adanya penelitian lebih jauh mengenai analisis bagian-bagian bejana tekan secara detail, khususnya dengan mempertimbangkan kondisi operasi di Indonesia.

DAFTAR PUSTAKA

- Aziz A., Hamid, A., dan Hidayat, I., 2014. “Perancangan Bejana Tekan (*Pressure Vessel*) untuk Separasi 3 fasa”, Sinergi, Volume 18, No.1, Yogyakarta.
- Cahyono, Edi. 2005. Judul Skripsi “Perancangan Bejana Tekan Vertikal Berisi Udara Untuk Peralatan Pneumatik Kapasitas $8,25 \text{ m}^3$ dengan tekanan kerja $5,7 \text{ kg/cm}^2$ ”. Surakarta: Jurusan Teknik Mesin Universitas Negeri Surakarta.
- Jubaidi, Ali. 2012. “Apa itu Bejana Tekan (*Pressure Vessel*)”. Diambil dari <http://alijubaidi.blogspot.co.id/2015/06/apa-itu-bejana-tekan-pressure-vessel.html>, pada tanggal 3 agustus 2015.
- Kandiyas, Surya. 2014. “Apa itu Bejana Tekan”. Diambil dari <http://suryadikandiyas.com/tag/bejana-tekan/>, pada tanggal 2 oktober 2015.
- Megyesy, Eugene F. 1998. “*Pressure Vessel Handbook (Eleventh Edition)*”. American: Pressure Vessel Publishing, INC.
- Swandono, Adi. 2014. “Bejana Tekan”. Diambil dari <http://adhieswand.blogspot.co.id/2014/05/bejana-tekan-adhieswand-2014.html>, pada tanggal 10 agustus 2015.