

## Perancangan dan Analisis *Vertical Pressure Vessel* Tipe *Gas Separator* untuk Penambahan kapasitas *Gas Plant*

Mashita Jasmin Ngarasati<sup>1\*</sup>, Mohammad Miftachul Munir<sup>2</sup>, Ekky Nur Budiyo<sup>3</sup>

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>1\*3</sup>

Program studi D-IV Teknik Pengelasan, Jurusan Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>2</sup>

Email: [mashitajasmin@student.pns.ac.id](mailto:mashitajasmin@student.pns.ac.id)<sup>1\*</sup>; [m.munir@ppns.ac.id](mailto:m.munir@ppns.ac.id)<sup>2\*</sup>; [ekky@ppns.ac.id](mailto:ekky@ppns.ac.id)<sup>3\*</sup>;

**Abstract** - A vertical gas separator is an equipment that will be designed to increase the capacity of a gas plant at a natural gas processing company that is planning to increase gas production facilities at one of its plants. The method that will be used in the design of vertical gas separators is a theoretical calculation that refers to the ASME Section VIII Division 1 and ASCE 7-10 and modeling using PV Elite software and simulation using ANSYS software. From the results of theoretical calculations, the thickness value of the shell and head due to internal pressure is the same, which is 0.8125 inches, and the thickness due to wind load is 0.875 inches. While the thickness of the skirt support is 0,5 inches. Then the deflection value is 0.003472 inch. Besides, the calculation results from the Elite PV thickness values obtained on the shell of 0.7825 inches and head of 0.768 inches. Then the MAWP value on the shell is 1131,539 psi and on the head, it is 1138,852 psi. Furthermore, from the simulation using ANSYS, the deflection value is 0.00431 inches and the von-mises stress value is 5718.8 psi.

**Keywords:** ANSYS, Design, PV Elite, Pressure Vessel, Skirt Support

### Nomenclature

<b>t</b>	Tebal bejana tekan [in]
<b>P</b>	Internal pressure [psi]
<b>S</b>	Tegangan maksimum material yang diijinkan [psi]
<b>E</b>	Efisiensi sambungan las
<b>D</b>	Diameter bejana tekan [in]
<b>I</b>	Importance factor
<b>V</b>	Kecepatan angin [mph]
<b>F</b>	Wind force [lb]
<b>M</b>	Moment [lb.ft]

### 1. PENDAHULUAN

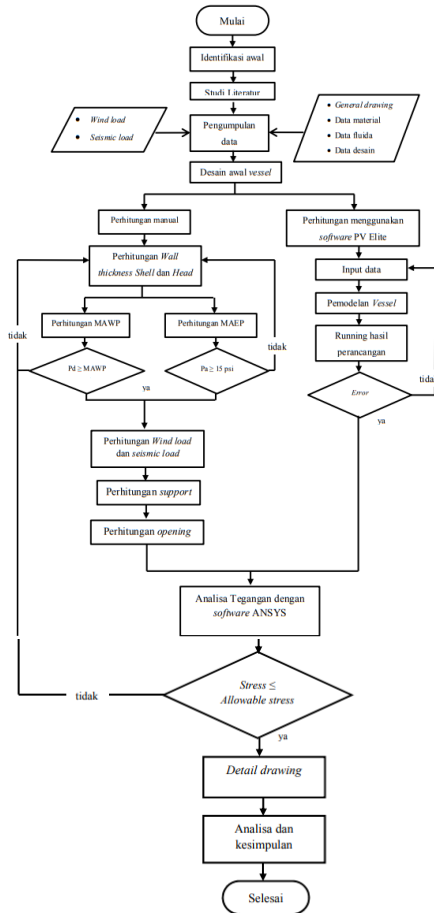
Bejana tekan (*Pressure Vessel*) merupakan sebuah wadah tertutup yang digunakan untuk menampung fluida cair maupun gas dan memprosesnya, bejana tekan sendiri digunakan untuk menampung fluida yang memiliki temperatur berbeda dengan temperatur lingkungan sekitar serta memiliki tekanan tinggi di dalamnya. biasanya terbuat dari material baja karna pada kebanyakan industri menggunakan material tersebut[5], namun pada beberapa aplikasi bejana tekan dapat juga menggunakan material lain seperti stainless steel karena material tersebut lebih tidak mudah terjadi korosi[6]. Dalam perancangan sebuah bejana tekan ada beberapa aspek perhitungan yang perlu diperhatikan, diantaranya perhitungan terhadap tekanan dalam (*internal pressure*), perhitungan terhadap tekanan luar (*external pressure*),

perhitungan *maximum allowable working pressure* (MAWP), perhitungan penyangga (*support*), serta perhitungan beban angin dan gempa (*wind load* dan *seismic load*). Pada *vertical vessel* atau *column* perhitungan *wind load* dan *seismic load* dibutuhkan untuk memeriksa apakah ketebalan yang digunakan pada *shell* dan *head* sudah mampu menahan beban tersebut atau tidak. Selain itu 2 perhitungan *wind load* dan *seismic load* juga diperlukan untuk menentukan desain untuk *anchor bolt* serta ketebalan *support* yang digunakan[8]. Pada penelitian ini bertujuan untuk mendesain *vertical pressure vessel* tipe *gas separator* sesuai proses kondisi yang dibutuhkan dengan melibatkan semua beban baik internal maupun eksternal, *maximum deflection* dari *gas separator* akibat pengaruh *wind load* dan *seismic load* dengan menggunakan ASCE 7-10, serta pemodelan menggunakan *software PV Elite* dan ANSYS untuk mengetahui *deflection*, serta *stress* pada setiap *shell* dan *head* pada *vertical gas separator*. Selain *code* dan *standart* yang telah disebutkan, penelitian ini juga menggunakan ASME *sec.VIII div.I* dan *Pressure Vessel Handbook Eugene F. Megyesy* sebagai acuan dalam analisa serta beberapa jurnal dan buku tentang *Pressure Vessel*.

**2. METODOLOGI**

**2.1 Metodologi Penelitian**

Untuk diagram alir metodologi pada penelitian ini yakni merancang *vertical pressure vessel* tipe *gas seaprator*, dapat dilihat pada Gambar 1 sebagai berikut.



Gambar 1. Diagram Alur Metodologi Penelitian

**2.2 Perhitungan Ketebalan**

Penentuan ketebalan dilakukan untuk shell dan head yang mana dapat dilakukan dengan 2 cara yaitu perhitungan ketebalan berdasarkan dimensi dalam dan berdasarkan dimensi luar. Perhitungan ketebalan dapat menggunakan Persamaan 1 untuk tebal *shell* berdasarkan dimensi luar dan menggunakan Persamaan 2 untuk tebal *head* berdasarkan dimensi luar seperti berikut ini[7].

Rumus tebal *shell* berdasarkan dimensi luar:

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E + 0,4 \cdot P} \tag{1}$$

Rumus tebal *head* berdasarkan dimensi luar:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E + 1,8 \cdot P} \tag{2}$$

**2.3 Perhitungan MAWP**

*Maximum Allowable Working Pressure* (MAWP) adalah tekanan kerja maksimal yang diijinkan oleh suatu bejana tekan. MAWP bejana tekan merupakan tekanan maksimum internal atau

eksternal, yang dikombinasikan dengan beban-beban yang mungkin akan terjadi pada saat kondisi temperatur operasi. MAWP bejana tekan ditentukan oleh komponen yang paling lemah (*shell*, *head*, atau *flange*) Perhitungan untuk menentukan MAWP setiap bagian dari bejana tekan dapat menggunakan Persamaan 3 dan Persamaan 4 berikut ini[7].

Rumus MAWP *shell* berdasarkan dimensi luar:

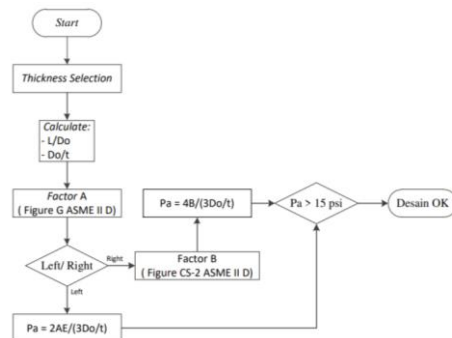
$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot t}{R - 0,4 \cdot t} \tag{3}$$

Rumus MAWP *head* berdasarkan dimensi luar:

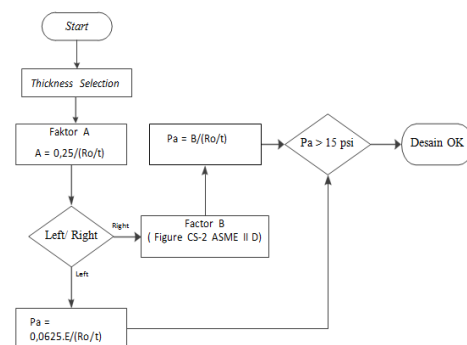
$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{D - 0,8 \cdot t} \tag{4}$$

**2.4 Perhitungan MAEP**

Perhitungan *maximum allowable external pressure* diperlukan untuk mengetahui apakah tekanan dalam *pressure vessel* lebih besar dari *external pressure* yaitu sebesar 15 psi. Perhitungan ini digunakan agar pada saat *pressure vessel* dalam keadaan vacum tidak mengalami pengerutan pada dindingnya. Adapun tahapan perhitungan menentukan nilai tekanan eksternal pada *shell* dan *head* dapat dilihat pada Gambar 2 dan Gambar 3 sebagai berikut[2].



Gambar 2. Diagram Alur Perhitungan MAEP pada Shell (Sumber: ASME VIII Div 1, 2015)



Gambar 3. Diagram Alur Perhitungan MAEP pada Head (Sumber: ASME VIII Div 1, 2015)

**2.5 Perhitungan Wind Load**

Perancangan bejana tekan terhadap beban angin mengacu pada[1]. Terdapat beberapa hal yang

harus diperhitungkan dalam perhitungan beban angin, yaitu:

**a. Wind Force (F)**

Untuk menghitung wind force dapat menggunakan Persamaan 5 sebagai berikut.

$$F = qz.Gf.Cf.Af \quad (5)$$

**b. Shear (Q)**

Shear merupakan penjumlahan antara wind force pada setiap section. Pada section vessel paling atas nilai shear akan sama dengan nilai wind force nya. Perhitungan shear dapat dihitung menggunakan Persamaan 6 sebagai berikut.

$$Q_n = F_{n-1} + Q_{n-1} \quad (6)$$

**c. Moment (M)**

Perhitungan moment pada vessel akibat wind load pada setiap section berbeda-beda, perhitungannya dapat dilihat pada Persamaan 7. Dan moment terbesar yang terjadi pada vessel akibat wind load berada pada dasar vessel yang perhitungannya dapat dilihat pada Persamaan 8 sebagai berikut.

$$M_i = F_{i-1} \left( \frac{h_{i-1}}{2} \right) + Q_{i-1} (h_{i-1}) + M_{i-1} \quad (7)$$

$$M = \sum F_i \times H_i \quad (8)$$

**d. Maximum Deflection ( $\Delta_m$ )**

Defleksi adalah perubahan bentuk pada balok dalam arah y akibat adanya pembebanan vertikal yang diberikan pada balok atau batang. Vertical pressure vessel harus didesain untuk mengalami defleksi tidak lebih dari 6 inch per 100 feet dari ketinggian. Perhitungan defleksi tersebut dapat dilakukan menggunakan Persamaan 9 sebagai berikut.

$$y_i = \frac{L_i^2}{8.E.I} \left[ \frac{F_i.L_i}{8} + \frac{Q_i.L_i}{3} + \frac{M_i}{2} \right] \quad (9)$$

$$\Delta_{1-i} = \frac{(L_1+L_2)....+L_i}{E.I} \left[ \frac{F_i.L_i}{6} + \frac{Q_i.L_i}{3} + M_i \right] \quad (10)$$

$$\Delta_m = y_1 + y_2 + ... + y_i + \Delta_{1-2} + ... + \Delta_{1-i} \quad (11)$$

**2.6 Perhitungan Seismic Load**

Perancangan bejana tekan akibat beban gempa mengacu pada standart ASCE 7-10 dan IBC 2015. Kondisi pembebanan pada bejana tekan karena beban gempa bisa dianggap sebagai batang kantilever jika beban bertambah secara proporsional ke ujung bebasnya[1].

**2.7 Perhitungan Support**

Skirt support merupakan perpanjangan shell yang dilas lebih rendah dari shell pada bejana tekan vertikal silindris. Skirt support ini

berfungsi menahan bejana tekan agar tidak berpindah atau bergeser.

**a. Ketebalan Skirt Support**

Perhitungan ketebalan skirt support dapat dihitung menggunakan Persamaan 12 sebagai berikut[7].

$$t = \frac{12.M_T}{R^2.\pi.S.E} + \frac{W}{\pi.D.S.E} \quad (12)$$

**b. Anchor Bolt**

Anchor bolt merupakan pengunci bejana tekan agar tetap pada pondasinya. Beban yang bekerja pada anchor bolts adalah beban momen akibat angin ataupun gempa. Ukuran anchor bolts ditentukan dengan menggunakan luasan total yang dibutuhkan untuk melawan momen yang bekerja pada base bejana. Pada desain anchor bolt terdapat 3 hal yang harus diperhitungkan dengan menggunakan Persamaan 13, Persamaan 14, dan Persamaan 15 sebagai berikut[5].

Rumus Maximum Tension:

$$T = \frac{12 M}{A_B} - \frac{W}{C_B} \quad (13)$$

Rumus luas untuk satu bolt:

$$B_A = \frac{T.C_B}{S_B.N} \quad (14)$$

Rumus Stress pada Anchor Bolt:

$$S_B = \frac{T.C_B}{B_A.N} \quad (15)$$

**c. Base Ring**

Sedangkan untuk mendesain base ring pada skirt support ini terdapat 4 hal yang harus diperhitungkan dengan menggunakan Persamaan 16, Persamaan 17, Persamaan 18, dan Persamaan 19 sebagai berikut[5].

Rumus Maximum Compression:

$$P_c = \frac{12 M}{A_S} + \frac{W}{C_S} \quad (16)$$

Rumus Approximate Width of Base Ring:

$$l = \frac{P_c}{f_B} \quad (17)$$

Rumus Bearing Stress:

$$S_1 = \frac{P_c.C_S}{A_R} \quad (18)$$

Rumus Bending Stress:

$$S_2 = \frac{3.S_1.l_1}{t_B^2} \quad (19)$$

**2.8 Software PV Elite**

PV Elite merupakan salah satu software yang digunakan untuk perancangan dan menganalisa bejana tekan (Pressure Vessel) dan alat penukar panas (Heat Exchanger) (PV Elite Quick Start, 2015)[4]. Software ini telah menggunakan

standar atau kode terbaru seperti ASME *Boiler and Pressure Vessel* dalam perancangannya sehingga diakui dan diterima dalam dunia industri. Berikut ini merupakan tahapan dalam pengoperasian *software* PV Elite.

1. Input
2. Analisis
3. Output

**2.9 Finite Element dengan Software ANSYS**

FEM adalah suatu metoda yang secara keseluruhan didasari atas pendekatan dengan menggunakan analisa numerik. Dalam metoda ini, struktur yang akan dianalisa, didiskritisasi menjadi elemen-elemen yang kecil (elemen hingga) yang satu sama lainnya dihubungkan dengan titik nodal (titik diskrit)[6]. Berikut merupakan tahapan dalam melakukan analisis metode elemen hingga dengan *software* ANSYS.

1. *Preprocessing*
2. Analisis
3. *Post Processing*

**3.HASIL DAN PEMBAHASAN**

**3.1 Perhitungan Ketebalan**

Terdapat beberapa elemen pada bejana tekan yang akan dihitung ketebalannya. Untuk perhitungan ketebalan itu sendiri juga dipengaruhi beberapa faktor internal maupun eksternal. Perhitungan ketebalan pada *vertical gas separator* ini dapat dilihat pada Tabel 1 sebagai berikut.

Tabel 1: Perhitungan Ketebalan Bejana Tekan

	<i>t</i> internal pressure [inch]	<i>t</i> wind load [inch]	<i>t</i> weight [inch]	Req. <i>t</i> [inch]
Shell	0,8125	0,0625	-	0,875
Head	0,8125	0,0625	-	0,875
Skirt	-	0,4375	0,0625	0,5

**3.2 Wind Load**

Dalam perhitungan beban angin terdapat beberapa perhitungan diantaranya adalah *wind force, shear, moment*, dan maksimum defleksi. Sebelum menentukan nilai defleksi, nilai dari *modulus elasticity* harus diketahui terlebih dahulu. Nilai *modulus elasticity* diambil dari [3] dengan parameter jenis material dan temperatur. Hasil perhitungan beban angin dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2: Perhitungan Wind Load

	(F) [lb]	(Q) [lb]	(M) [lb.ft]	(y) [in]	$\Delta_{1-i}$ [in]
1	768,5	768,5	4956,5	$1,38 \cdot 10^{-5}$	-
2	849,5	1536,9	12391,2	$6,64 \cdot 10^{-4}$	$1,07 \cdot 10^{-4}$
3	4430,4	2386,4	27201,8	$2,47 \cdot 10^{-4}$	$1,76 \cdot 10^{-3}$

Total maksimum defleksi dari perhitungan diatas adalah sebesar 0,003472 inch. Vertical pressure vessel harus didesign untuk mengalami defleksi tidak lebih dari 6 inch per 100 feet dari ketinggian. Maka dari itu, dengan hasil maks. defleksi tersebut *pressure vessel* ini dapat dinyatakan aman.

**3.3 Seismic Load**

Dalam perhitungan beban angin membutuhkan beberapa data sebagai berikut.

Risk category : III  
I : 1,25

Selain itu ada beberapa data untuk perhitungan gempa yang diakses melalui website [http://puskim.pu.go.id/Aplikasi/desain\\_spektra\\_indonesia\\_2011/](http://puskim.pu.go.id/Aplikasi/desain_spektra_indonesia_2011/) , yakni nilai  $S_S = 0,684$ ,  $S_1 = 0,273$ ,  $F_a = 1$ , dan  $F_v = 1$ . Dari keempat nilai tersebut kemudian dapat digunakan untuk menghitung nilai  $S_{MS}$ ,  $S_{M1}$ ,  $S_{DS}$ , dan  $S_{D1}$  yang mana masing-masing nilainya adalah 0,684, 0,273, 0,456, dan 0,182. Dari hasil perhitungan tersebut dapat disimpulkan bawa kategori desain seismik adalah C [1]. Kemudian pada penelitian ini, didapatkan nilai  $T = 0,3$  s,  $R = 2$  [1],  $C_s = 0,95$ ,  $V = 10044,35$  lb, dan  $F_t = 210,93$  lb. Dari nilai-nilai tersebut dapat digunakan untuk menghitung beban lateral seperti pada Tabel 3 berikut.

Tabel 3: Perhitungan Beban Lateral

i	$W_i \cdot h_i$ (lb.ft)	V (lb)	$F_t$ (lb)	$F_x$ (lb)
1	269801,44	10044,35	210,93	5166,04
2	208274,31	10044,35	210,93	3987,94
3	35484,45	10044,35	210,93	679,44
$\Sigma$				9833,42

Dari perhitungan diatas didapatkan nilai  $F_x$  sebesar 9833,42 lb, sehingga didapatkan nilai momen pada base seperti berikut.

$$M_b = F_t \cdot H + \frac{2}{3} (F_x \cdot H)$$

$$= 210,93 \cdot 17,825 + \frac{2}{3} (9833,42 \cdot 17,825)$$

$$= 120613,64 \text{ lb ft}$$

*Acceptance criteria* untuk momen pada *base shear* tidak boleh kurang dari 80% *shear* (V).

$$M_b \geq 80\% V$$

$$120613,64 \text{ lb.ft} \geq 8035,48 \text{ lb}$$

**3.4 Anchor Bolt dan Base Ring**

Pada desain *anchor bolt* dan *base ring* terdapat beberapa data yaitu sebagai berikut.

- Bolt circle : 34 inch
- Jumlah bolt : 8 buah
- D base ring : 38 inch

Hasil perhitungan *anchor bolt* dan *base ring* berdasarkan [7] dapat dilihat pada Tabel 4 dan Tabel 5 berikut.

Tabel 4: Hasil Perhitungan *Anchor Bolt*

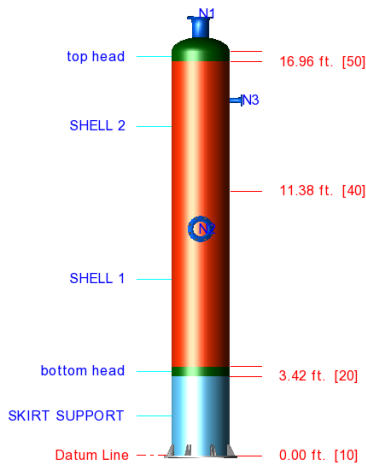
T	1004,565 lb/in
B <sub>A</sub>	0,706 in <sup>2</sup>
S <sub>B</sub>	12725,536 psi

Tabel 5: Hasil Perhitungan *Base Ring*

P <sub>c</sub>	1431,032 lb/in
l	3,68 in
t <sub>B</sub>	1,05 in
S <sub>1</sub> / S <sub>2</sub>	315,7 / 9190,5 [psi]

**3.5 PV Elite**

Berikut merupakan hasil pemodelan *vertical pressure vessel* tipe *gas separator* seperti pada Gambar 4 di bawah ini.



Gambar 4. Pemodelan PV Elite

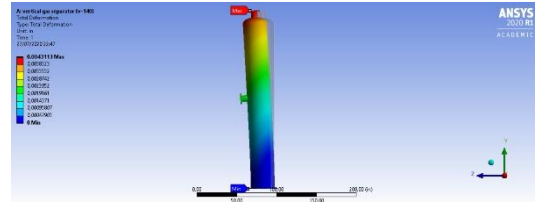
Hasil perhitungan manual akan dibandingkan dengan perhitungan menggunakan software PV Elite. Hasil perbandingan berdasar perhitungan manual maupun menggunakan software PV Elite ini akan disajikan pada Tabel 5 berikut ini.

Tabel 6: Hasil Perhitungan Manual dan PV Elite

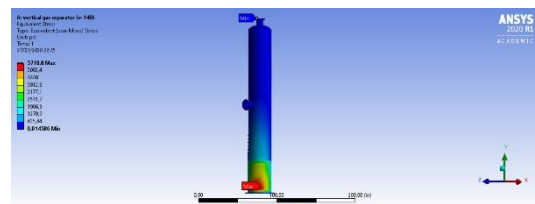
Parameter		Hasil Perhitungan	
		Manual	PV Elite
internal pressure	t calculated shell [in]	0.799	0.7825
	t used shell [in]	0.8125	0.8125
	t calculated head [in]	0.784	0.7683
	t used head [in]	0.8125	0.8125
	MAWP shell [psi]	1107.33	1131.539
	MAWP head [psi]	1138.54	1138.852
external pressure	t calculated shell [in]	-	0.33167
	t used shell [in]	0.8125	0.8125
	t calculated head [in]	-	0.21875
	t used head [in]	0.8125	0.8125
	MAEP shell [psi]	397.22	376.623
	MAEP head [psi]	385,185	334.892

**3.6 Finite Element dengan Software ANSYS**

Dalam tahap analisis *finite element* menggunakan software ANSYS ini terdapat 2 output hasil simulasi, yaitu hasil simulasi defleksi dan juga tegangan (*von-mises*). Hasil simulasi keduanya dapat dilihat pada Gambar 5 dan Gambar 6 di bawah ini.



Gambar 5. Hasil Simulasi Defleksi



Gambar 6. Hasil Simulasi Stress

Dari kedua hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai maksimum defleksi pada bejana tekan memenuhi syarat yakni tidak melebihi 1,0695 inch pada ketinggian 17,825 ft. Dan juga untuk nilai tegangan *von-mises* yang didapatkan juga telah memenuhi syarat karena tidak melebihi tegangan ijin maksimum material yaitu sebesar 20000 psi. Maka dari itu, desain *vertical gas separator* ini dapat dinyatakan aman.

**4. KESIMPULAN**

Dari hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil perancangan *vertical gas separator* berdasarkan ASME Sec. VII Div. 1 baik perhitungan manual maupun dengan software PV Elite didapatkan nilai ketebalan *shell* dan *head* akibat *internal pressure* sebesar 0,8125 inch. Sedangkan nilai MAWP pada perancangan ini adalah sebesar 1107,325 psi pada *shell* dan sebesar 1138,539 psi pada *head*.
2. Pada perancangan *support* akibat beban angin dan gempa pada bejana tekan ini didapatkan nilai ketebalan *skirt* sebesar 0,5 inch. Sedangkan diameter *bolt* yang digunakan pada perancangan ini adalah sebesar 1,375 inch, dan nilai *stress* pada *anchor bolt* sebesar 12725,536 psi. Kemudian ketebalan *base ring* yang didapatkan pada perancangan ini adalah sebesar 1,05 inch, lebar *base ring* sebesar 3,68 inch, dan *stress* pada *base ring* sebesar 9190,55 psi.
3. Hasil simulasi *vertical gas separator* dengan menggunakan software ANSYS didapatkan

nilai defleksi sebesar 0,00431 inch yang mana hasil tersebut tidak melebihi standar penerimaannya yaitu 1,0695 inch pada ketinggian 17,825 ft. Sedangkan nilai tegangan yang didapatkan ialah sebesar 5718,8 psi dimana nilai tersebut tidak melebihi *allowable stress* materialnya yaitu sebesar 20000 psi. Dari kedua hasil tersebut, maka desain *vertical gas separator* ini dapat dinyatakan aman.

Proceeding 2nd Conference of Piping Engineering and Its Application. 1-6.

## 5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASCE, 2002. ASCE 7: Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures. In: Washington: AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS.
- [2] ASME, 2016. Rule for Construction of Pressure Vessel, Section VIII Div. 1. In: New York: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.
- [3] ASME, 2017. Boiler and Pressure Vessel Code sec. II D. In: New York: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.
- [4] Diyantama, F. H., Munir, M. M., & Bisono, F. (2019). Analisa Perhitungan Optimum Thickness , MAWP , Tegangan , dan Lifetime pada Gas Dryer dengan Material A516M Gr . 70 pada Proyek SPBG ( Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas ). Surabaya: Vol 4 No 1 (2019): Proceeding 3rd Conference of Piping Engineering and Its Application. 27-32.
- [5] Mahardhika, P., & Ratnasari, A. (2018). Perancangan Tangki Stainless Steel untuk Penyimpanan Minyak Kelapa Murni. Vol 3 No 1 (2018): JTERA-Jurnal Teknologi Rekayasa. 39-46.
- [6] Masrukhi, M., Mahardhika, P., Erawati, I., & Wasono, B. P. (2019). The design and stress analysis of a 10.000 barrel fixed roof crude oil storage tank The Design and Stress Analysis of a 10.000 Barrel Fixed Roof Crude Oil Storage Tank. AIP Conference Proceedings 2202, 020047 (2019): <https://doi.org/10.1063/1.5141661>. 0–6.
- [7] Megyesy, E. F., 1998. Pressure Vessel Handbook. 12<sup>th</sup> ed. Tulsa, Oklahoma: Pressure Vessel Publishing, Inc.
- [8] Rahmadhani, N. I., Munir, M. M., & Rizal, M. C. (2018). Analisis Desain De-ethanizer Coloumn 043-T-31002 dan Support Akibat Pengaruh dari Wind Load dan Seismic Load pada Proyek Pembangunan Kilang LNG Tangguh Train 3 di Teluk Bintuni , Papua Barat. Surabaya: Vol 3 No 1 (2018):