

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

Nadia Imamah Rahmadhani^{1*}, Mohammad Miftachul Munir², Mochammad Choirul Rizal³

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1*}

Program studi D-IV Teknik Perngelasan, Jurusan Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia²

Program studi D-IV Teknik Keselamatan dan Kesehatan Kerja, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email : nadia.rahmadhani9@gmail.com^{1*} , mas.munir@gmail.com^{2*} , mochammadchoirulrizal@yahoo.com^{3*}

Abstract - The design of a pressure vessel requires several aspects of calculation, including internal and external loads. In addition there are other factors into consideration, including wind and earthquake factors. In this research will be discussed the influence of wind factor and also earthquake against *De-ethanizer coloumn 043-T-31002*. In *De-ethanizer coloumn 043-T-31002* will be hand calculating which includes detail dimension analysis, maximum deflection due to wind effect, and seismic analysis. Hand calculating refers to ASME Sec. VIII div. 1 and ASCE 7-10. In addition to hand calculating methods will be analyzed software using PV Elite and ANSYS to find out the location of the greatest stress on *De-ethanizer coloumn 043-T-31002*. From the results of hand calculation and the results of PV Elite software calculation obtained different thickness of shell and head. From those results will be simulated on Elite PV software, and ANSYS to get deflection value and von misses value. From the simulation obtained deflection value that still meet the requirements, as well as the maximum von misses does not exceed the value of its allowable stress.

Keywords : ANSYS, *De-ethanizer coloumn*, Maximum deflection

Nomenclature

MAWP	Maximum allowable working pressure [psi]
S	Tegangan maksimum yang diijinkan material [psi]
E	Efisiensi sambungan las
t	Tebal <i>shell</i> tanpa faktor korosi [in]
D	Diameter bejana tekan tanpa faktor korosi [in]
P	Internal Pressure [psi]
I	Importance faktor
V	Basic wind speed [mph]
F	Design wind force [lb]

1. PENDAHULUAN

Pada saat ini salah satu perusahaan EPC sedang mengerjakan proyek Tangguh Expansion Project (TEP) untuk pembangunan proyek kilang LNG Tangguh Train 3, yang terletak di teluk Bintuni, Papua Barat. Salah satu komponen penting yang dibutuhkan pada proyek pembangunan ini adalah bejana tekan (*de-ethanizer coloumn*). *De-ethanizer coloumn 043-T-31002* yang akan di gunakan pada proyek LNG Tangguh Train 3 merupakan salah satu jenis *vertical pressure vessel* yang berfungsi untuk memisahkan kandungan *etana* dari *hydrocarbon*

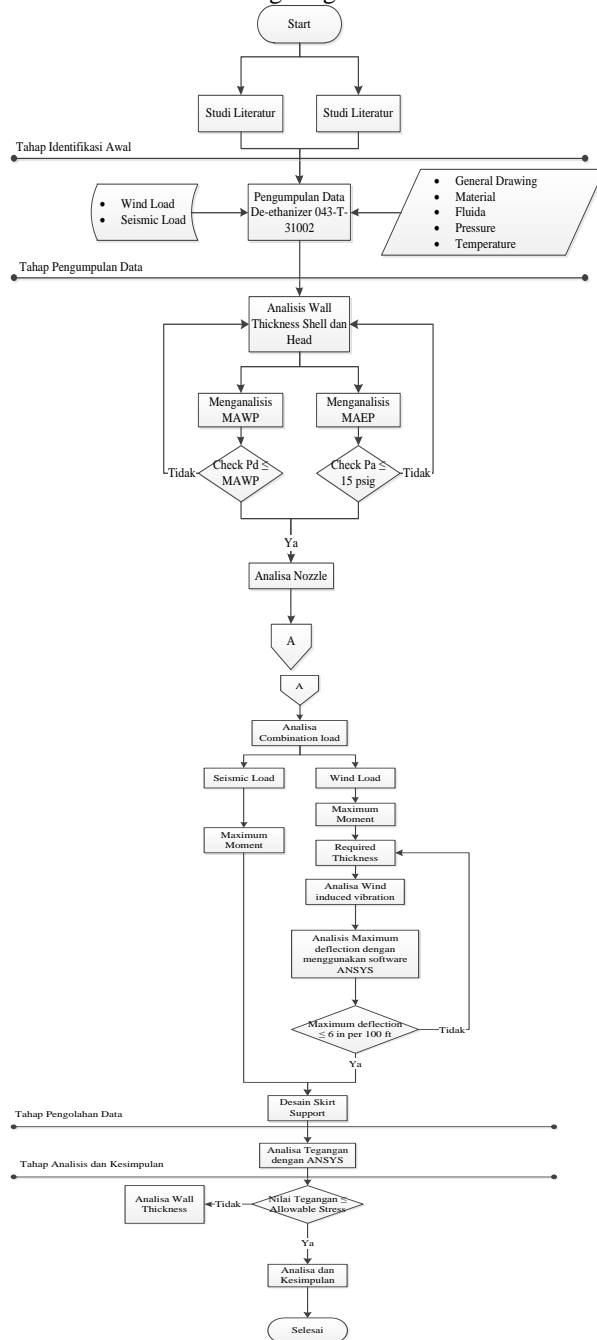
dengan menggunakan prinsip destilasi bertekanan tinggi. Pada penelitian ini akan dilakukan analisa detail dimensi sesuai dengan proses kondisi yang dibutuhkan dengan melibatkan semua beban baik internal maupun external, analisa maximum deflection akibat pengaruh wind load dan analisa seismic akibat pengaruh seismic load dengan menggunakan ASCE 7-10, serta jenis support yang akan digunakan menggunakan UBC-97, dan juga pemodelan menggunakan software ANSYS untuk mengetahui *deformation* dan *von misses stress* pada setiap *shell* dan *head* pada *de-ethanizer coloumn 043-T-31002*. Adapun batasan – batasan pada penelitian ini adalah pemodelan dengan ANSYS menggunakan *static structure*, getaran dan beban pipa pada *de-ethanizer coloumn 043-T-31002* diabaikan.

2. METODOLOGI

Pada Penelitian ini digunakan untuk melakukan 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. Pada Gambar 1 merupakan diagram alir pada penelitian ini.

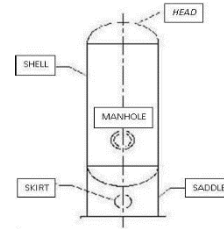
2.1 Definisi Bejana Tekan (Pressure Vessel)

Menurut [1] bejana tekan (*pressure vessel*) merupakan suatu tempat atau wadah untuk menyimpan atau menampung suatu fluida, baik berupa cairan ataupun gas. Bejana tekan sering digunakan sebagai salah satu alat proses yang digunakan di suatu industri, khususnya pada industri kimia, perminyakan, dan pembangkit listrik. Bejana tekan dirancang agar mampu menampung atau menahan cairan atau gas yang memiliki temperatur maupun tekanan yang berbeda dari keadaan lingkungan.

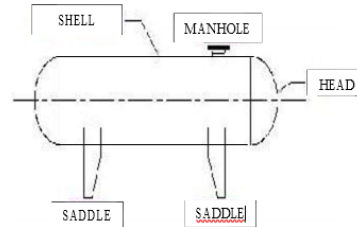


Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Bejana tekan posisi horizontal akan ditunjukkan pada Gambar 3



Gambar 2. Bejana Tekan Posisi Vertikal [1]



Gambar 3. Bejana Tekan Posisi Vertikal [1]

2.2 Klasifikasi bejana tekan

Menurut posisinya, bejana tekan dapat diklasifikasikan menjadi dua macam posisi yaitu [1]:

a. Posisi vertikal

Posisi vertikal yaitu posisi tegak lurus bejana tekan terhadap sumbuinya. Posisi vertikal ditunjukkan pada Gambar 2. Posisi ini banyak dipakai dalam instalasi anjungan minyak lepas pantai, yang mempunyai tempat terbatas.

b. Posisi horizontal




Bejana tekan posisi horizontal banyak digunakan di ladang minyak didataran karena memiliki kapasitas produksi yang lebih besar.

2.3 Penentuan Ketebalan Shell dan Head

Penentuan ketebalan *shell* dan *head* dapat dilakukan dengan 2 cara yaitu, perhitungan berdasarkan tekanan *internal* dan dimensi dalam serta berdasarkan tekanan *internal* dan dimensi luar baik dalam kondisi baru (*new*) ataupun dalam kondisi terkorosi (*corroded*). Untuk menentukan ketebalan *shell* dan *head* bejana tekan berdasarkan *tekanan internal* dan *dimensi dalam* dapat dilakukan dengan rumus pada Tabel 1, sedangkan untuk menentukan ketebalan *shell* dan *head* bejana tekan berdasarkan *tekanan internal* dan *dimensi luar* dapat dilakukan dengan rumus pada Tabel 2

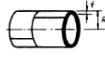




Tabel 1 Perhitungan ketebalan shell dan head berdasarkan tekanan internal dan dimensi dalam [5]

No.	Bagian (Gambar)	Nama Bagian	Perhitungan
1.		Cylindrical Shell	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$
2.		Sphere and Hemispherical head	$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$

3.		2:1 Ellipsoidal Head	$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P}$
4.		Cone and Conical Section	$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)}$ When $L/r = 16^{\frac{2}{3}}$ $t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$
5.	 <small>When the site tensile strength of material exceeds 70,000 psi, see Code UG-28(f)</small>	ASME Flanged and Dished Head (Torispherical Head)	When L/r less than $16^{\frac{2}{3}}$ $t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P}$

Sumber : (Megyessy, 1998)

Tabel 2 Perhitungan ketebalan shell dan head berdasarkan tekanan internal dan dimensi luar [5]

No	Bagian (Gambar)	Nama Bagian	Perhitungan
1.		Cylindrical Shell	$t = \frac{PR}{SE + 0.4P}$
2.		Sphere and Hemispherical head	$t = \frac{PR}{2SE + 0.8P}$
3.	 <small>a = DH</small>	2:1 Ellipsoidal Head	$t = \frac{PD}{2SE + 1.8P}$
4.		Cone and Conical Section	$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)}$ When $L/r = 16^{\frac{2}{3}}$ $t = \frac{0.885PL}{SE + 0.8P}$
5.	 <small>When the site tensile strength of material exceeds 70,000 psi, see Code UG-28(f)</small>	ASME Flanged and Dished Head (Torispherical Head)	When L/r less than $16^{\frac{2}{3}}$ $t = \frac{PLM}{2SE + P(M - 0.2)}$

2.4 Maximum Allowable Working Pressure (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 1, dan Persamaan 2 berikut ini [5].

a. MAWP shell dengan menggunakan inside diameter

$$MAWP_{shell} = \frac{S.E.t}{R + 0.6t} \quad (1)$$

b. MAWP 2:1 ellipsoidal head dengan menggunakan inside diameter

$$MAWP_{head} = \frac{2.S.E.t}{D + 0.2t} \quad (2)$$

2.5 Maximum Allowable External Pressure (MAEP)

Perhitungan *maximum allowable external pressure* diperlukan untuk mengetahui apakah tekanan dalam *pressure vessel* lebih besar dari eksternal pressure yaitu sebesar 15 psi (ASME UG-28(f)) [3]. Perhitungan ini digunakan agar pada saat *pressure vessel* dalam keadaan vacuum tidak mengalami pengerutan pada dindingnya. Apabila dari perhitungan eksternal pressure diketahui bahwa pressure lebih kecil dari 15 psi, maka diperlukan penambahan stiffner rings.

2.6 Wind Load

Angin yang dimaksud adalah angin dengan aliran yang *turbulen* dipermukaan bumi dengan kecepatan yang bervariasi. Angin disini juga diasumsikan sebagai angin yang mempengaruhi kecepatan rata-rata tertentu pada fluktuasi aliran *turbulen* tiga dimensi lokal. Perancangan bejana tekan terhadap beban angin mengacu pada standar ANSI atau ASCE 7-10.

a. Maximum deflection (AM)

Defleksi adalah perubahan bentuk pada balok dalam arah y akibat adanya pembebanan vertikal yang diberikan pada balok atau batang. Vertikal *pressure vessel* harus didesign untuk mengalami defleksi tidak lebih dari 6 inch per 100 feet dari ketinggian. [2]

2.7 Seismic Load

Kekuatan *seismic* pada bejana berasal dari pergerakan getaran yang tidak teratur secara tiba-tiba di dalam tanah tempat bejana berada dan bejana terpengaruh oleh gerakan tersebut. Faktor utama yang merusa struktur bejana akibat getaran adalah intensitas dan durasi gempa yang terjadi. Gaya dan tegangan yang terjadi selama gempa pada struktur adalah transien, tegangan dinamik alami, dan tegangan kompleks. Perancangan bejana tekan terhadap beban angin mengacu pada standar ANSI atau ASCE 7-10

2.8 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, 2013). Software PV Elite tersedia

dalam versi yang mudah digunakan dibanding dengan software lainnya dan hasil analisa yang terdokumentasi dengan baik sehingga dapat mempercepat dalam mendesain suatu bejana tekan atau alat penukar panas. Software ini telah menggunakan standar atau kode terbaru seperti ASME Boiler and Pressure Vessel dalam perancangannya sehingga diakui dan diterima dalam dunia industri

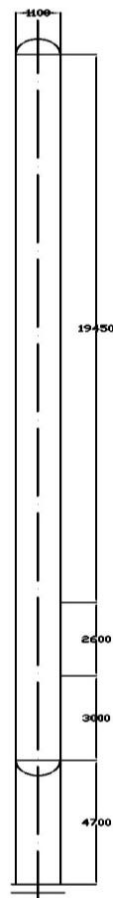
2.9 Finite Element dengan Software ANSYS

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). Elemen hingga tersebut yang pada umumnya berbentuk sederhana dibandingkan struktur sebenarnya dan mempunyai ukuran yang berhingga, harus mewakili sifat-sifat dari struktur sebenarnya.

3. HASIL dan PEMBAHASAN

3.1 Pengumpulan Data

Data yang diperlukan dalam pengerjaan ini didapat dari data sheet pada proyek pembangunan kilang LNG tangguh Train 3 di Teluk Bintuni, Papua Barat. Pada Gambar 4 merupakan gambar *de-ethanizer* per section



Gambar 4 Design Data

3.2 Perhitungan Wall Thickness

Perhitungan tebal *shell* dan *head* ini dipengaruhi oleh beberapa faktor yaitu faktor internal maupun eksternal, serta kombinasi pembebanan akibat angin dan gempa.

Data perhitungan sebagai berikut:

- Tekanan desain P = 440,923 psi
- Jari-jari dalam R = 550 mm
- Diameter dalam D = 1100 mm
- *Joint efisiensi* E = 1

Required thickness dipengaruhi oleh internal pressure dan juga beban angin. Tabel 3 berikut ini merupakan hasil perhitungan required thickness

Tabel 3 Required thickness

Section	Bagian	t _{internal pressure} (mm)	t _{wind load} (mm)	Required Thickness (mm)
1	Shell	17,4625	4,7625	22,2250
2	Shell	17,4625	9,5250	26,9875
3	Shell	17,4625	11,1125	28,575
4	Bottom Head	14,2875	11,1125	25,4
5	Top Head	14,2875	14,2875	14,2875

Sumber : Data Penulis

3.3 Wind load

Berikut ini merupakan data angin berdasarkan ASCE 7-10 :

- V = 43,4 m/s
= 97,083 mph
- I = 1
- Exposure C
- Risk Category III

Ada beberapa perhitungan yang diperlukan akibat beban angin, diantaranya adalah wind load, shear, dan moment. Tabel 4 berikut ini merupakan hasil dari perhitungan akibat beban angin.

Tabel 4 Design Akibat Beban Angin

Fi (lb)	Qi (lb)	Mi (lb.ft)	Momen Inersia	Section	h section
13818,42	13818,42	881753,51	7,71	1	19450
1524,56	27636,84	2204383,77	9,36	2	2600
1657,56	29161,42	2223890,71	9,91	3	3000
2385,23	30818,98	19819757,14	2,113	4	4700

Sumber : Data Penulis

3.4 Deflection

Defleksi adalah perubahan bentuk pada balok dalam arah y akibat adanya pembebanan vertical yang diberikan pada balok atau batang. Vertical pressure vessel harus didesign untuk mengalami defleksi tidak lebih dari 6 inch per 100 feet dari ketinggian. Sebelum menentukan nilai defleksi, nilai dari modulus elasticity harus diketahui terlebih dahulu.

Nilai modulus elasticity diambil dari [4] dengan parameter jenis material dan temperature. Maka didapatkan nilai modulus elasticity sebesar

Hasil deflection tiap section dan maximum deflection dapat dilihat pada Tabel 5

Tabel 5 Nilai Deflection

Section	Deflection (ft)	Deflection (inch)
1	0,015	0,18
2	0,002	0,028
1-2	0,038	0,456
3	0,003	0,036
1-3	0,043	0,516
4	0,019	0,230
1-4	0,17	2,04
Max Deflection	0,290	3,487

Sumber : Data Penulis

3.5 Perhitungan Akibat Seismic Load

Ada beberapa factor dan data yang diperlukan sebelum menghitung beban angin, berikut ini merupakan data angin berdasarkan ASCE 7-10 :

- o $S_a = 0,745$
- o $I = 1,25$
- o Site Class D
- o Risk Category III

Nilai *spectral response acceleration parameter at short periods* (S_s) dan *spectral response acceleration parameter at period of 1 second* (S_1) pada

<http://earthquake.usgs.gov/designmaps>.

Diketahui bahwa nilai S_s dan S_1 sebesar : (1) $S_s = 80,12\%$ dan (2) $S_1 = 30,63\%$

Dari kedua nilai tersebut, maka kan didapatkan nilai-nilai selanjutnya, yaitu nilai F_a sebesar 1,1795. Nilai F_v sebesar 1,8. Untuk kemudian digunakan untuk mencari nilai $S_{MS}, S_{M1}, S_{DS}, S_{D1}$ yang besarnya adalah $S_{MS} = 0,945$, $S_{M1} = 0,55134$, $S_{DS} = 0,63$, dan $S_{D1} = 0,36756$ Berdasarkan (ASCE, 2002) pada kasus ini didapatkan kategori desain seismic adalah D. Kategori termasuk tinggi dalam kegempaan, sehingga perlu dilakukan nilai *fundamental period*. Pada kasus ini, besarnya nilai *period fundamental* dan *respon modification factor* telah diketahui, yaitu sebesar (1) $T_a = 1,602$ Hz dan (2) $R = 3$. Dimana nilai tersebut akan digunakan untuk mencari nilai *seismic response coefficient*, C_s , sebesar : (1) $C_s = 0,09$ dan berat *pressure vessel* pada kondisi terisi penuh sebesar : $W = 63750$ kg atau $140544,692$ lb

Dari data data diatas akan digunakan untuk menentukan besarnya beban lateral akibat gempa, atau yang biasa disebut beban geser dasar (*base shear*) yang disimbolkan dengan “V” dengan nilai sebesar : (1) $V = 36892,982$ lb = $12,649$ kips. Dari hasil *base shear* didapatkan nilai *portion of seismic force* (F_i) dari hasil yang paling kecil sebesar 1,418 kips. Dimana kemudian nilai-nilai tersebut digunakan untuk menghitung beban lateral gempa. Pada Tabel 6 berikut ini merupakan perhitungan beban lateral gempa. Berdasarkan Tabel 6 didapatkan nilai beban lateral gempa total

sebesar 9,487 kips. Sehingga dari hasil tersebut didapatkan nilai momen pada base sebesar

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

$$M_b = 3,162 \text{ kips} \cdot 97,605 \text{ ft} + \frac{2}{3} (9,487 \text{ kips} \cdot 97,605 \text{ ft})$$

$$M_b = 925,9461 \text{ ft.kips}$$

Acceptance criteria untuk momen pada base tidak boleh kurang dari 80% *base shear* [2]

$$M_b = 925,9461 \text{ ft.kips} \geq 80\% V$$

$$M_b = 925,9461 \text{ ft.kips} \geq 80\% 12,649 \text{ kips}$$

$$M_b = 925,9461 \text{ ft.kips} \geq 10,1192 \text{ kips}$$

(memenuhi *acceptance criteria*)

Tabel 6. Perhitungan Beban Lateral Gempa

W_i (kips)	$h_{i(n)}$	$W_i \cdot h_i$	V (kips)	F_i (kips)	F_x (kips)
918,855	97,605	89684,842	12,649	3,162	4,993
1228,290	33,792	41506,376	12,649	3,162	2,311
1417,258	25,262	35802,772	12,649	3,162	1,993
222,037	15,419	3423,589	12,649	3,162	0,191
		170417,578			9,487

Sumber : Data Penulis

3.6 Teori Kegagalan

Untuk validasi nilai kegagalan yang terjadi pada *de-ethanizer coloumn* dapat menggunakan rumus kegagalan *Von-Mises*. Pada rumus ini akan dicari nilai *circumferential stress, longitudinal stress, dan radial stress*. Pada *de-ethanizer coloumn* dikarenakan tebal per *sectionnya* berbeda-beda maka nilai rumus kegagalannya pun juga berbeda tergantung oleh ketebalan tiap *sectionnya*.

Pada section 1 didapatkan nilai : (1) *circumferensial stress* (σ_1) = $11131,941$ psi, (2) *longitudinal stress* (σ_2) = $5565,97096$ psi, (3) *Radial Stress* (σ_3) = $0,019 \leq 0,05$; sehingga nilai $\sigma_3 = 0$ karena hasilnya kurang dari 0,05. Maka nilai *Von-misses* sebesar $\sigma_e = 9640,54451$ psi

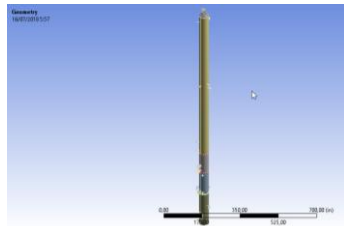
Pada section 2 didapatkan nilai : (1) *circumferensial stress* (σ_1) = $9206,47$ psi, (2) *longitudinal stress* (σ_2) = $4603,23612$ psi, (3) *Radial Stress* (σ_3) = $0,024 \leq 0,05$; sehingga nilai $\sigma_3 = 0$ karena hasilnya kurang dari 0,05. Maka nilai *Von-misses* sebesar $\sigma_e = 7973,03887$ psi

Pada section 3 didapatkan nilai : (1) *circumferensial stress* (σ_1) = $8707,151$ psi, (2) *longitudinal stress* (σ_2) = $4353,57572$ psi, (3) *Radial Stress* (σ_3) = $0,0253 \leq 0,05$; sehingga nilai $\sigma_3 = 0$ karena hasilnya kurang dari 0,05. Maka nilai *Von-misses* sebesar $\sigma_e = 7540,61433$ psi

3.7 Analisa FEM De-ethanizer Coloumn dengan Menggunakan Software ANSYS

Tahap selanjutnya ialah melakukan simulasi menggunakan *software inventor* dengan

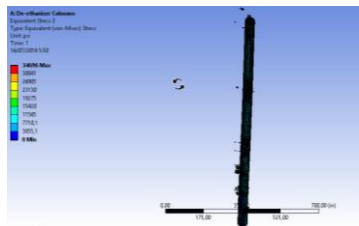
menggunakan keadaan sebenarnya yang berupa ukuran sebenarnya dan juga data sebenarnya. Pada Gambar 5 berikut ini merupakan gambar *geometry* yang telah *diimport* kedalam *software ansys*. Pada Gambar 6 merupakan proses *meshing* pada *de-ethanizer coloumn*. Pada Gambar 7 merupakan hasil dari tegangan *von misses* yang terjadi dengan nilai yang berbeda tiap *section*-nya. Pada Gambar 8 merupakan deformasi yang terjadi pada *de-ethanizer coloumn*.



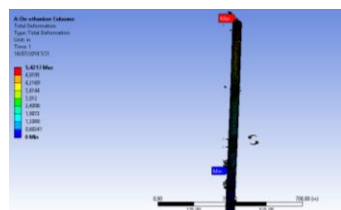
Gambar 5 Import Geometry



Gambar 6 Meshing Geometry



Gambar 7 Simulasi Von-misses



Gambar 8 Simulasi Deformation

4. KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan manual dengan panduan *ASME Section VIII Div. 1* dan *software PV Elite* didapatkan hasil ketebalan *required shell* dan *head* dengan material *SA-240 304* yang berbeda pada tiap *section*. Hal ini dikarenakan perhitungan *required thickness* tidak di pengaruhi oleh tekanan internal saja, melainkan tekanan angin juga. Selain itu nilai maksimum *deflection* yang terjadi masih aman dikarenakan masih memenuhi syarat *maximum deflection* yang hanya boleh sebesar 6” per 100 ft. Beban *seismic* menyebabkan terjadinya momen pada *base*. Setelah dilakukan analisa, besarnya momen pada

base berdasarkan *acceptance criteria* pada *ASCE 7-10* masih memenuhi syarat, yaitu tidak kurang dari 80% *base shearnya* [2]. Berdasarkan hasil analisa menggunakan *software Ansys* didapatkan nilai tegangan yang dibedakan menurut *section*-nya. Hasil tegangan *von misses* kemudian dibandingkan dengan nilai *allowable stress* material. Nilai tegangan *von misses* yang terjadi masih dibawah nilai *allowable stress*-nya, dengan demikian desain *de-ethanizer* dapat disetujui atau dinyatakan aman.

5. UCAPAN TERIMAKASIH

1. Bapak Moh. Miftachul Munir, S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing 1. Beliau yang selalu memberikan masukan dan solusi dari setiap permasalahan yang dihadapi penulis dalam penelitian ini.
2. Bapak M. Choirul Rizal, ST.,MT selaku Dosen Pembimbing 2. Beliau yang selalu sabar dalam memberikan masukan solusi dari setiap permasalahan yang dihadapi penulis dalam penelitian ini.
3. Terima kasih kepada Ibunda dan Ayahanda penulis Budiarti Dwi Prihartini dan Ach. Santoso Rifa'i yang senantiasa memberikan kasih sayang, doa, dan dukungan baik dari segi moral dan finansial kepada penulis dalam penyelesaian laporan ini.
4. Terima kasih kepada kakak penulis Ayu Budhi Cahyani dan Kukuh Budhi Santoso yang telah memberikan motivasi, dan semangat.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Abdul Aziz, A. H. d. I. H., 2014. *Perancangan Bejana Tekan (Pressure Vessel) untuk Separasi 3 Fasa*. s.l., s.n.
- [2] ASCE, 2002. *ASCE 7 : Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures*. In: Washington: AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS, p. 408.
- [3] ASME, 2010. *Rule for Construction of Pressure Vessel, Section VIII Div. 1*. In: New York: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, p. 798.
- [4] ASME, 2017. *Boiler and Pressure Vessel Code sec II D*. In: New York: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, p. 1192.
- [5] Megyessy, E. F., 1998. *Pressure Vessel Handbook*. Twelfth ed. Tulsa, Oklahoma: Pressure Vessel Publishing, Inc..