



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

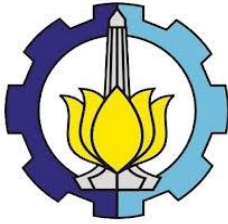
TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISA *BASE RING STIFFENER* PADA PROSES
ERECTION BEJANA TEKAN VERTIKAL
(KASUS: *PLANT AIR RECEIVER ITEM C-335-01*)**

RIZQA RUVIANA
NRP 0211154000031

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020



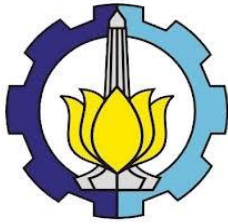
TUGAS AKHIR - TM184835

***ANALISA BASE RING STIFFENER PADA PROSES
ERECTION BEJANA TEKAN VERTIKAL
(KASUS: PLANT AIR RECEIVER ITEM C-335-01)***

Rizqa Ruviana
02111540000031

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN
REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020**



FINAL PROJECT - TM184835

**ANALYSIS OF BASE RING STIFFENER IN THE
ERECTION PROCESS OF THE VERTICAL
PRESSURE VESSEL
(CASE: *PLANT AIR RECEIVER ITEM C-335-01*)**

Rizqa Ruviana
0211154000031

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF TECHNOLOGY AND ENGINEERING
SYSTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020**

**ANALISA BASE RING STIFFENER PADA PROSES
ERECTION BEJANA TEKAN VERTIKAL
(KASUS: PLANT AIR RECEIVER ITEM C-335-01)**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

RIZQA RUVIANA
NRP. 0211154000031

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T...... (Pembimbing)
NIP.196807061999031004
2. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E...... (Penguji I)
NIP.196511031990021001
3. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA...... (Penguji II)
NIP.196508101991021001
4. Achmad Syaifudin, ST., MEng., PhD...... (Penguji III)
NIP.197909262005011001

SURABAYA
AGUSTUS 2020

**ANALISA BASE RING STIFFENER PADA PROSES
ERECTION BEJANA TEKAN VERTIKAL
(KASUS: PLANT AIR RECEIVER ITEM C-335-01)**

Nama Mahasiswa : Rizqa Ruviana
NRP : 0211154000031
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T.

ABSTRAK

Proses *lifting & erection* atau proses pengangkatan dan pemindahan *pressure vessel (PV)* harus dilakukan dengan aman agar tidak robek dan tertekuk. Pada pengangkatan *PV* vertikal dilakukan dengan memindahkan *PV* dengan posisi horizontal ke posisi vertikal. Posisi horizontal dilakukan saat fabrikasi dan pengiriman. Setelah sampai di *site*, proses selanjutnya dilakukan dengan merubah posisi horizontal menjadi vertikal.

Pada kasus ini, *software compress* digunakan untuk mendesain komponen pada proses *lifting & erection*. Namun *Compress* tidak dapat memunculkan hasil yang pasti, hanya mencakup opsi desain *lug*, termasuk tebal pelat dan *base ring*. Apabila komponen *base ring* yang di desain *overstress*, *Compress* akan memberi opsi untuk menambahkan komponen *base ring stiffener (strut)* tipe 2 poin pada bagian tengah *base ring*. Apabila desain masih belum diterima, maka penggunaan *strut* tipe lain dapat ditentukan dengan menghitung manual sesuai dengan acuan *Pressure Vessel Design Manual* oleh Dennis R.Moss (2004)

Perhitungan manual dilakukan dengan memodelkan *free body diagram (FBD)* pada sistem *lifting & erection*. Setelah didapatkan persamaan dari sistem, selanjutnya akan mendapat nilai pembebanan pada *lug* yang dihitung setiap sudut variasi 5° . Load terbesar ini yang akan menjadi acuan untuk mendesain *lifting lug, tailing lug, base ring, dan strut*. *Strut* yang akan di desain dengan membandingkan tipe 2 poin, 3 poin dan 4 poin. Metode yang digunakan yaitu dengan menganalisis beam pada masing-masing tipe *strut*. Desain ini juga akan divalidasi dengan

simulasi menggunakan software Autodesk Inventor.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah desain dengan tambahan *strut* 2 poin tidak diterima karena tegangan maksimum senilai 197,8 Mpa dibawah allowable stress senilai 186,2 Mpa. Selain itu didapatkan displacement maksimum terdapat pada ujung drain dengan nilai 5,143 mm. Desain dengan tambahan strut 3 dan 4 poin diterima karena tegangan maksimum senilai 126 Mpa dan 110,2 Mpa masih dibawah nilai allowable stress senilai 186,2 Mpa. Selain itu didapatkan displacement maksimum terdapat pada ujung drain dengan nilai 4,107 mm dan 4,086 mm. Kemudian dari ketiga desain, berdasarkan kesesuaian desain, cost dan perlakuan terhadap material, desain basering dengan tambahan strut 3 poin adalah desain paling efisien untuk pressure vessel item C-335-01.

Kata kunci : *Pressure Vessel, Tailing Lug, Base Ring Stiffner (Strut), Base Ring*

**ANALYSIS OF BASE RING STIFFENER IN THE
ERECTION PROCESS OF THE VERTICAL
PRESSURE VESSEL
(CASE: *PLANT AIR RECEIVER ITEM C-335-01*)**

Nama Mahasiswa : Rizqa Ruviana
NRP : 0211154000031
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T.

ABSTRACT

The lifting & erection process must be done safely so as not to tear and bend. In this process, the PV is moved in a horizontal position to a vertical position. A Horizontal position is when fabricating and shipping. After arriving at the site, the next process is changing the horizontal into a vertical.

In this case, the Compress software is used to design components in the lifting & erection process. However, Compress software cannot give definitive results, only include lug design options, plate thickness, and base ring. If the base ring component is overstressed, the Compress software will give the option to add a base ring stiffener (strut) 2 point type component located in the middle of the base ring. If the design is still not accepted, then it must determine another type of strut with hand calculations according to the Pressure Vessel Design Manual Book by Dennis R. Moss (2004).

The first step in the manual calculation is to make a free body diagram (FBD) on the lifting & erection system. After getting the equation from the system, we will get the load value on the lug calculated for each 5- degree angle variation. This biggest load will be a reference for designing lifting lug, tailing lug, base ring, and strut. Strut variations used are type 2 points, 3 points, and 4 points. The method used is to analyze the beam on each type of strut. This design will also be validated by simulations using Autodesk Inventor software.

The results obtained from this research are an additional strut

design with strut 2 point type is unaccepted with a maximum stress 197.8 MPa. The maximum stress value is above the allowable stress value of 186,2 Mpa. In addition, the maximum displacement located at the end of the drain with a value of 5.143 mm. Design with additional strut 3 and 4 points are accepted because the maximum stresses of 126 Mpa and 110,2 Mpa are still below the allowable stress value of 186.2 Mpa. In addition, the maximum displacement located at the end of the drain with a value of 4,107 mm and 4,086 mm. Then from the three designs, based on the suitability of the design, cost and treatment of the material, the basing design with an additional strut 3 point type is the most efficient design for pressure vessel item C-335-01.

Keyword : Pressure Vessel, Tailing Lug, Base Ring Stiffner (Strut), Base Ring

KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya Tugas Akhir beserta Laporan Tugas Akhir yang berjudul **Analisa Base Ring Stiffener pada Proses Erection Bejana Tekan Vertikal (Kasus: Plant Air Receiver Item C-335-01)**

Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian Tugas Akhir dan laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Pihak keluarga penulis, suami penulis yaitu Mas Novy Rosandy, orang tua penulis yaitu Bapak Rasidi dan Ibu Srik Yuliatin, serta pihak keluarga lainnya yang telah memberikan dukungan penuh dalam segala bentuk dan doa yang tidak ada henti-hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
2. Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, petunjuk, nasihat, serta motivasi.
3. Bapak Gatut Trihandoyo dan Bapak Galuh Rianfiko serta pihak lain yang membantu di PT. Boma Bisma Indra (Persero), yang telah memberi ilmu, sumber informasi, dan data keperluan tugas akhir, serta waktu luang.
4. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E, Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, dan Bapak Achmad Syaifudin, ST., MEng., PhD selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.
5. Seluruh teman Tugas Akhir yang mendukung dan menyemangati selama pandemi COVID-19 ini. Teman-teman Laboratorium Mekanika Benda Padat (MBP), Atul-M58, dan teman-teman magang PMMB Batch II di PT. Boma Bisma Indra (Persero) Pasuruan.

6. Seluruh teman-teman satu angkatan M58 yang telah menemani selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS.
7. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Mesin FTI-ITS, terima kasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
8. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis satu persatu, terima kasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Mesin khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya. Selain itu juga semoga dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan Tugas Akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xiii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	4
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan.....	5
1.5 Manfaat.....	5
BAB II DASAR TEORI.....	6
2.1 Pressure Vessel.....	6
2.2 Pengangkatan dan Pemindahan <i>Pressure Vessel</i>	8
2.3 Proses Mendesain Komponen <i>Lifting</i> dan <i>Erection</i>	10
2.4 Komponen - <i>Lug</i>	13
2.5 Komponen – Base Ring.....	16
2.6 Komponen – <i>Strut</i>	19
2.7 H-Beam Standart.....	25
2.8 Material Properties.....	26
2.9 Software Compress 7910.....	27
2.10 Software Autodesk Inventor 2021.....	29
2.11 Penelitian Terdahulu.....	29
BAB III METODE PENELITIAN.....	46
3.1 Metode Penelitian.....	46
3.2 Studi Literatur.....	51
3.3 Perhitungan komponen <i>lifting</i> dan <i>erection</i>	52
3.4 Simulasi.....	77
3.5 Meshing.....	77
3.6 Uji Convergensi.....	78
3.7 Validasi.....	78

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	82
4.1 Hasil Simulasi Desain <i>Base Ring</i> dengan Tambahan <i>Strut 2 Poin</i>	82
4.2 Hasil Simulasi Desain <i>Base Ring</i> dengan Tambahan <i>Strut 3 Poin</i>	85
4.3 Hasil Simulasi Desain <i>Basering</i> dengan Tambahan <i>Strut 4 Poin</i>	88
4.4 Desain Strut untuk Pressure Vessel Item C-335-01	91
4.5 Desain Strut 2 Poin dengan Tambahan Plat pada Sisi Samping.....	92
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	94
5.1 Kesimpulan	94
5.2 Saran	94
DAFTAR PUSTAKA	95
LAMPIRAN.....	96
Lampiran 1 : Material dalam desain <i>pressure vessel</i>	96
Lampiran 2 : Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 2 poin.....	97
Lampiran 3 : Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 3 poin.....	100
Lampiran 4 : Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 4 poin.....	104
Lampiran 5: Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 4 poin.....	108
Lampiran 6 : Standar <i>Allowable local stress</i> per AISC untuk komponen <i>erection</i>	112
BIODATA PENULIS	113

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Tampilan Software Compress untuk <i>report Tail Lug</i>	2
Gambar 1.2 Tampilan <i>Report Design Calculations</i> untuk rekomendasi <i>strut</i> 2 poin	3
Gambar 2.1. Komponen Pada Pressure Vessel Vertikal	6
Gambar 2.2. Komponen Pada Pressure Vessel	7
Gambar 2.3 Komponen dalam Lifting dan Erection	10
Gambar 2.4. <i>FBD</i> dari pressure vessel	11
Gambar 2.5. <i>Top flange lug</i> (a) Lug tunggal. (b) Lug ganda	14
Gambar 2.6. <i>Side mounted top lug</i>	15
Gambar 2.7. <i>Top trunnions</i>	15
Gambar 2.8. <i>Skirt tailing lug</i>	16
Gambar 2.9. <i>Base Ring</i> tipe 4	17
Gambar 2.10. <i>Base Ring</i> tampak samping	17
Gambar 2.11 Macam-macam <i>strut</i>	19
Gambar 2.12 <i>Strut</i> tipe (a) 1 poin (b) 2 poin (c) 3 poin	20
Gambar 2.13 Gaya pada base ring	21
Gambar 2.14 End connection coefficient	25
Gambar 2.15 H-beam standart	25
Gambar 2.16 Datasheet Plant Air Receiver Item C-335-01	28
Gambar 2.17 (a) <i>Free Body Diagram</i> pada PV (b) Variasi beban <i>lug</i> Vs derajat saat pengangkatan.	30
Gambar 2.18 (a) Finite Elemen Model pada <i>nozzle</i> bagian atas (b) Permodelan <i>nozzle</i> dan <i>local head reinforcement (pad)</i>	32
Gambar 2.19 (a) Hasil <i>displacement</i> pada pengangkatan posisi vertikal (b) Hasil <i>von mises stress</i> pada pengangkatan posisi vertikal	32
Gambar 2.20 (a) Hasil <i>displacement</i> pada pengangkatan posisi horizontal (b) Hasil <i>von mises stress</i> pada pengangkatan posisi horizontal	33
Gambar 2.21 (a) Finite Elemen Model pada <i>trunnion</i> (b) Permodelan struktur <i>trunnion</i>	35
Gambar 2.22 (a) Hasil <i>displacement</i> pada <i>trunnion</i> (b) Hasil <i>von mises stress</i> pada <i>trunnion</i>	35

Gambar 2.23 (a) Model <i>beam</i> untuk pembebanan (b) Finite Elemen Permodelan	37
Gambar 2.24 (a) Lug (b) Hasil <i>displacement</i> – terjadi <i>ovality</i> pada <i>PV</i>	37
Gambar 2.25 (a) <i>Von mises stress</i> pada permukaan luar <i>lug</i> (b) <i>Von mises stress</i> pada permukaan dalam <i>lug</i>	38
Gambar. 2.26. Model <i>trunnion</i> pada software Ansys	39
Gambar.2.27 FBD pressure vessel	40
Gambar.2.28 Hasil <i>von mises stress</i> pada <i>trunnion</i> (case 1 s.d 6) dengan material SA36	42
Gambar.2.29 Hasil <i>von mises stress</i> pada <i>trunnion</i> (case 1 s.d 6) dengan material SA 516 Gr 60	44
Gambar.2.30 Grafik <i>von mises stress</i> pada <i>trunnion</i> (case 1 s.d 6) dengan material SA516 Gr 60 dan SA36.....	45
Gambar 3.1 Diagram alur umum	46
Gambar 3.2 Diagram alur untuk analisis perhitungan	48
Gambar 3.3 Diagram alur untuk simulasi menggunakan software Autodesk Inventor	50
Gambar 3.4 Komponen yang digunakan dalam <i>Lifting</i> dan <i>Erection</i>	52
Gambar 3.5 Desain <i>Tailing Lug</i>	54
Gambar 3.6 Detail desain <i>Tailing Lug</i>	56
Gambar 3.6 Desain <i>Base Ring</i>	60
Gambar 3.7 Desain <i>Strut 4 poin</i>	63
Gambar 3.8 Desain <i>Strut 3 poin</i>	69
Gambar 3.9 Desain <i>Strut 2 poin</i>	75
Gambar 3.10. Desain dengan tambahan <i>strut 2 poin</i> untuk simulasi	77
Gambar 3.14. Ukuran <i>meshing</i> untuk <i>strut 2 poin</i>	79
Gambar 3.15. Ukuran <i>meshing</i> untuk <i>strut 3 poin</i>	80
Gambar 3.16. Ukuran <i>meshing</i> untuk <i>strut 4 poin</i>	81
Gambar 4.1 Grafik Hasil <i>Von Mises Stress Vs Allowable Stress</i> pada Desain <i>Basing</i> dengan Tambahan <i>Strut 2 Poin</i>	83
Gambar 4.2 Hasil <i>Von mises stress</i> pada <i>basing</i> dengan tambahan <i>strut 2 poin</i> dengan sudut (a)0° (b)45° (c)90°	84

	Hasil displacement pada basering dengan tambahan strut 2 poin dengan sudut (d)0° (e)45° (f)90°	84
Gambar 4.3	Grafik Hasil Von Mises Stress Vs Allowable Stress pada Desain Base Ring dengan Tambahan Strut 3 Poin.....	86
Gambar 4.4	Hasil Von mises stress pada basering dengan tambahan strut 3 poin dengan sudut (a)0° (b)45° (c)90°	87
	Hasil displacement pada basering dengan tambahan strut 3 poin dengan sudut (d)0° (e)45° (f)90°	87
Gambar 4.5	Grafik Hasil Von mises stress Vs Allowable stress pada desain basering dengan tambahan strut 3 poin	89
Gambar 4.6	Hasil Von mises stress pada basering dengan tambahan strut 4 poin dengan sudut (a)0° (b)45° (c)90°	90
	Hasil displacement pada basering dengan tambahan strut 3 poin dengan sudut (d)0° (e)45° (f)90°	90
Gambar 4.7	Grafik Hasil <i>Von mises stress Vs Allowable stress</i> pada titik basering dan Tailing lug dengan tambahan strut 2, 3, dan 4 poin	91
Gambar 4.8	(a) desain strut sebelum dan (b) sesudah diberi plat	92
Gambar 4.9	Grafik Hasil <i>Von mises stress Vs Allowable stress</i> pada desain basering dengan tambahan strut 2 poin (+ plat)	92

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tabel analisa perhitungan untuk mencari neutral axis.....	18
Tabel 2.2 <i>Internal moment coefficient for Base ring</i>	22
Tabel 2.3 Ukuran H-beam standart.....	26
Tabel 2.4 Kesimpulan Lampiran 1	33
Tabel 2.5 Kesimpulan Lampiran 2	36
Tabel 2.6 Kesimpulan Lampiran 3	38
Tabel 3.1 Hasil pembebanan pada titik P dan T dengan variasi 5°	53
Tabel 3.2 Hasil f_r (Radial tailing load) dan f_L (longitudinal tailing load) dengan variasi 5°	55
Tabel 3.3 Dimensi desain <i>tailing lug</i>	56
Tabel 3.4 Dimensi desain base ring	61
Tabel 3.5 Perhitungan mencari neutral axis pada desain base ring.....	62
Tabel 3.6 Perhitungan <i>moment</i> dan <i>tangensial load</i> pada desain <i>base ring</i> dengan penambahan <i>strut</i> 4 poin	63
Tabel 3.7 Penentuan Ukuran <i>H-Beam</i> untuk <i>strut</i> 4 poin	66
Tabel 3.8 Perhitungan <i>moment</i> dan <i>tangensial load</i> pada desain <i>base ring</i> dengan penambahan <i>strut</i> 3 poin	69
Tabel 3.9 Penentuan Ukuran <i>H-Beam</i> untuk <i>strut</i> 3 poin	72
Tabel 3.10 Perhitungan <i>moment</i> dan <i>tangensial load</i> pada desain <i>base ring</i> dengan penambahan <i>strut</i> 2 poin	75
Tabel 4.1 Hasil <i>Displacement</i> dan <i>Von mises stress</i> pada Desain <i>Base Ring</i> dengan Tambahan <i>Strut</i> 2 Poin	82
Tabel 4.2 Hasil <i>Displacement</i> dan <i>Von Mises Stress</i> pada Desain <i>Basing</i> dengan Tambahan <i>Strut</i> 3 Poin	85
Tabel 4.3 Hasil <i>Displacement</i> dan <i>Von mises stress</i> pada desain <i>basing</i> dengan tambahan <i>strut</i> 4 poin.....	88

BAB I

PENDAHULUAN

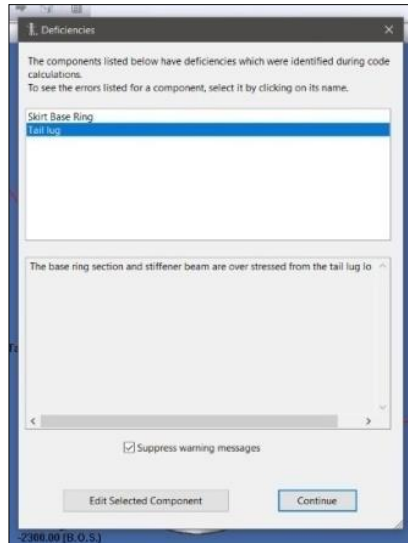
1.1 Latar Belakang

Pressure vessel (PV) atau bejana tekan adalah komponen penting di dunia industri dimana banyak proses yang berhubungan dengan perubahan sifat *fluida*. *Pressure vessel* berupa tabung tertutup berbentuk silinder yang berfungsi sebagai tempat proses dan atau wadah suatu fluida.

Awal tahun 2020, PT. Boma Bisma Indra (BBI) Persero sebagai *fabricator project* dibawah naungan PT. Rekayasa Industri (Rekind) bekerja sama dengan PT. Pertamina Persero sebagai *project owner* untuk mengerjakan proyek *Refinery Development Master Project (RDMP)* Unit V Balikpapan, Kalimantan Timur. Tujuannya untuk meningkatkan kapasitas kilang RU V guna memenuhi kebutuhan bahan bakar minyak dalam negeri. PT. BBI mengerjakan sebanyak 25 item *small vessel*, dan 15 item *medium vessel*. Kategori ini dibedakan berdasar pada diameter. Diameter dibawah 5200 mm disebut *small vessel* dan diatas 5200 mm disebut *medium vessel*. *Plant Air Receiver Item C-335-01* merupakan salah satu jenis *medium vessel* vertikal pada proyek *RDMP* yang diangkat dalam topik tugas akhir kali ini.

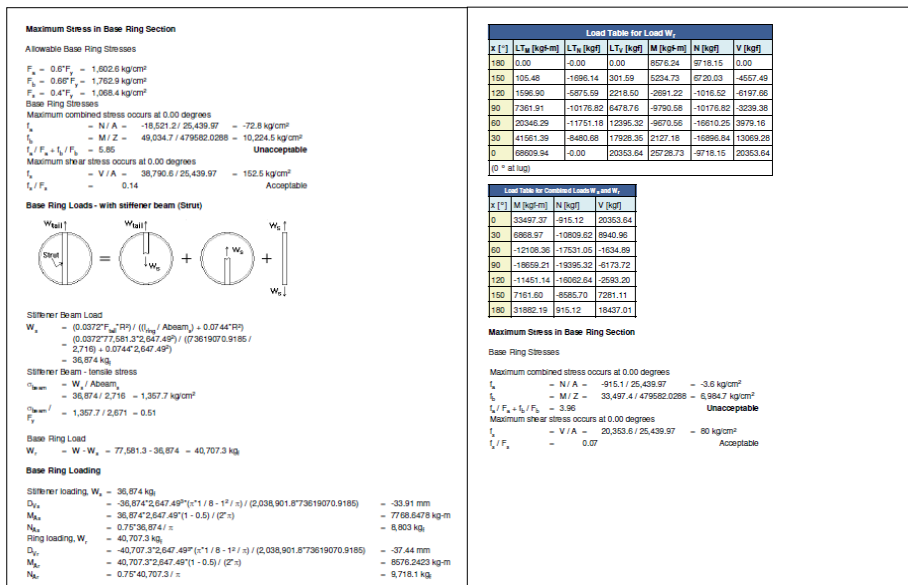
Dalam proses mendesain *Plant Air Receiver Item C-335-01*, *software* Compress digunakan untuk mendesain bagian-bagian *PV* seperti *head, shell, nozzle, manway*, dan komponen penyangga seperti *skirt*, serta komponen pendukung untuk proses *lifting & erection*.

Proses *lifting & erection* atau proses pengangkatan dan pemindahan *pressure vessel (PV)* harus dilakukan dengan aman agar tidak robek dan tertekuk. Pada pengangkatan *PV* vertikal dilakukan dengan memindahkan *PV* dengan posisi horizontal. Posisi horizontal dilakukan saat fabrikasi dan pengiriman. Setelah sampai di *site*, proses selanjutnya dilakukan dengan merubah posisi horizontal menjadi vertikal.



Gambar 1.1 Tampilan Software Compress untuk *report Tail Lug*
(sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Pada kasus ini, software Compress tidak dapat memunculkan hasil yang pasti dalam merancang support untuk proses *lifting & erection*, hanya mencakup opsi desain *lug*, termasuk tebal pelat, dan *base ring*. Seperti yang tertera pada Gambar 1.1 tampilan software Compress untuk *report tail lug* yang menunjukkan bahwa kondisi desain *base ring* dan *tail lug* mendapat beban yang berlebih atau *overstress*.



Gambar 1.2 Tampilan *Report Design Calculations* untuk rekomendasi *strut 2* poin (sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Apabila komponen *base ring* yang di desain *overstress*, Compress akan memberi opsi tambahan untuk menggunakan *strut 2* point. Hal ini ditunjukkan pada gambar 1.2 Hasil *Report Plant Air Receiver Item C-335-01*, rekomendasi ini bertujuan untuk mengurangi *overstress* pada bagian *base ring*, namun hasil menunjukkan bahwa *strut 2* poin *Unacceptable* atau tidak disetujui untuk digunakan pada desain.

Selain itu, *PV Plant Air Receiver Item C-335-01* tergolong ke dalam *medium vessel* dengan desain komponen khusus. Dikatakan demikian karena berat *PV* lebih dari 25 ton yakni mencapai 75,45 ton, diameter *PV* lebih dari 8 ft atau 2,438 meter yakni mencapai 5,712 meter, dan panjang lebih dari 50 ft atau 15,24 meter yakni sekitar 18,074 meter serta *PV* ini membutuhkan transportasi khusus untuk sampai ke lapangan. Komponen khusus dapat diartikan yaitu *PV* dapat menggunakan komponen lebih dari 1 secara bersamaan

agar proses pengangkatan tetap aman. Hal ini *strut* termasuk komponen khusus yang biasa direkomendasikan. Terlebih penggunaan *strut* tipe 4 poin yang sering digunakan karena desain dianggap paling seimbang.

Jadi, masalah *overstress* pada komponen *PV Plant Air Receiver Item C-335-01* merupakan studi kasus di lapangan. Perhitungan ini mengacu pada standar ASME VIII divisi 1 pada buku desain manual *pressure vessel* oleh Dennis R. Moss yang telah digunakan secara praktis di lapangan. Untuk mendukung hasil yang lebih argumentatif, maka analisa hasil perhitungan juga akan dibandingkan dengan metode *finite elemen analysis* menggunakan software Inventor. Yang mana hasil output yang dihasilkan berupa *von misses stress* dan *displacement* dengan desain tipe dan ukuran *strut* yang didapatkan dari hasil perhitungan sebelumnya.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana hasil analisa perhitungan *base ring* dengan tambahan *strut* 2 poin, 3 poin, dan 4 poin saat *lifting* dan *erection*?
2. Bagaimana hasil simulasi tegangan pada *base ring* dengan tambahan *strut* 2 poin, 3 poin, dan 4 poin menggunakan software Autodesk inventor?
3. Bagaimana tipe dan ukuran *strut* yang paling efisien dalam desain *base ring* terhadap beban angkat saat *lifting* dan *erection*?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Desain *strut* yang dirancang terdapat pada *base ring* bejana tekan *vertical*.
2. Jenis *strut* yang diteliti adalah *strut* tipe 2 poin, 3 poin dan 4 poin.

3. Parameter yang digunakan dalam desain manual didapatkan dari *Report Pressure Vessel Design Calculations*.
4. Analisa tegangan dengan metode elemen hingga menggunakan bantuan *Software Inventor*.
5. Material pada desain *Tail Lug* dan *Base Ring* adalah SA-283 Gr. C
6. Material pada desain *Strut* adalah A-36

1.4 Tujuan

Berikut ini dijelaskan mengenai tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui hasil analisa perhitungan *base ring* dengan tambahan *strut* 2 poin, 3 poin, dan 4 poin saat *lifting* dan *erection*.
2. Mengetahui hasil simulasi tegangan pada *base ring* dengan tambahan *strut* 2 poin, 3 poin, dan 4 poin menggunakan software Autodesk inventor.
3. Mengetahui tipe dan ukuran *strut* yang paling efisien dalam desain *base ring* terhadap beban angkat saat *lifting* dan *erection*

1.5 Manfaat

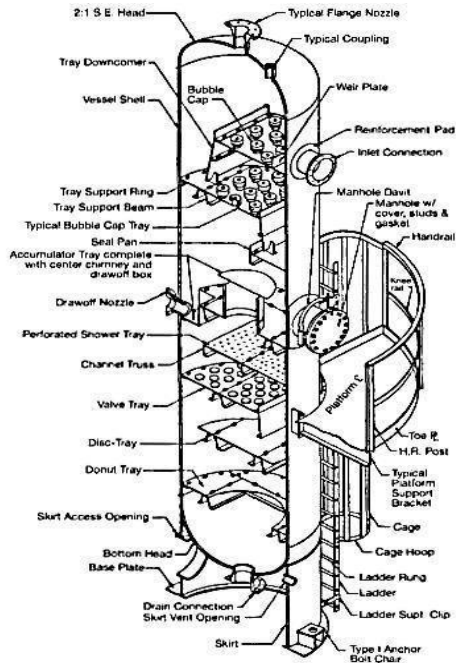
Manfaat yang diharapkan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menghasilkan desain *strut* yang paling efisien dalam desain *base ring* terhadap beban angkat pada *Plant Air Receiver Item C-335-01*.
2. Memberikan informasi pengaruh tambahan *strut* pada desain *base ring pressure vessel*.
3. Membantu memberikan rekomendasi penggunaan tipe *strut* pada desain *pressure vessel* vertikal di PT. Boma Bisma Indra (Persero), Pasuruan.

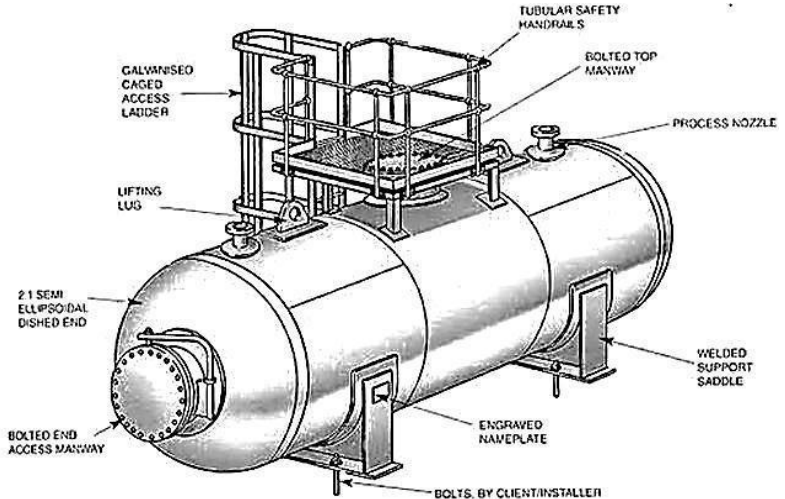
BAB II DASAR TEORI

2.1 Pressure Vessel

Pressure vessel (PV) atau bejana tekan adalah komponen penting di dunia industri dimana banyak proses yang berhubungan dengan perubahan sifat dari *fluida*. *Pressure vessel* berupa tabung tertutup berbentuk silinder yang berfungsi sebagai tempat proses dan atau wadah suatu fluida. PV tersusun dari part internal dan eksternal. Part tersebut dapat dilihat pada gambar dibawah:



Gambar 2.1. Komponen Pada Pressure Vessel Vertikal
(sumber: Wibowo, 2018)



Gambar 2.2. Komponen Pada Pressure Vessel Horizontal
(sumber: Wibowo, 2018)

Secara garis besar, pressure vessel terdiri dari beberapa bagian yaitu:

- *Head* merupakan bagian atas yang berbentuk elips atau setengah lingkaran.
- *Shell* merupakan lapisan luar yang berbentuk silinder yang dibuat dengan proses pengerolan.
- *Nozzle* berfungsi untuk mengeluarkan atau memasukkan fluida. *Nozzle* berposisi menempel pada *shell* atau *head*, bagian ini dapat berupa pipa dan *flange*, *vent*, *drain*, dan *pressure transmitter*.
- *Manway* merupakan lubang berfungsi pintu yang digunakan operator dalam proses maintenance di dalam pressure vessel.

- *Support* atau pendukung yang terdiri dari *skirt* (penyangga atau tumpuan pressure vessel vertikal), *saddle* (penyangga atau tumpuan pressure vessel horizontal), *lug* yang berfungsi sebagai pagangan dalam proses erection, *ladder* dan *platform* berfungsi sebagai pijakan untuk operator mesin dalam memudahkan *maintenance pressure vessel*.

2.2 Pengangkatan dan Pemindahan *Pressure Vessel*

Proses *lifting & erection* atau proses pengangkatan dan pemindahan *pressure vessel (PV)* harus dilakukan dengan aman agar tidak robek dan tertekuk. Pada pengangkatan *PV* vertikal dilakukan dengan memindahkan *PV* dengan posisi horizontal. Posisi horizontal dilakukan saat fabrikasi dan pengiriman. Setelah sampai di *site*, proses selanjutnya dilakukan dengan merubah posisi horizontal menjadi vertikal.

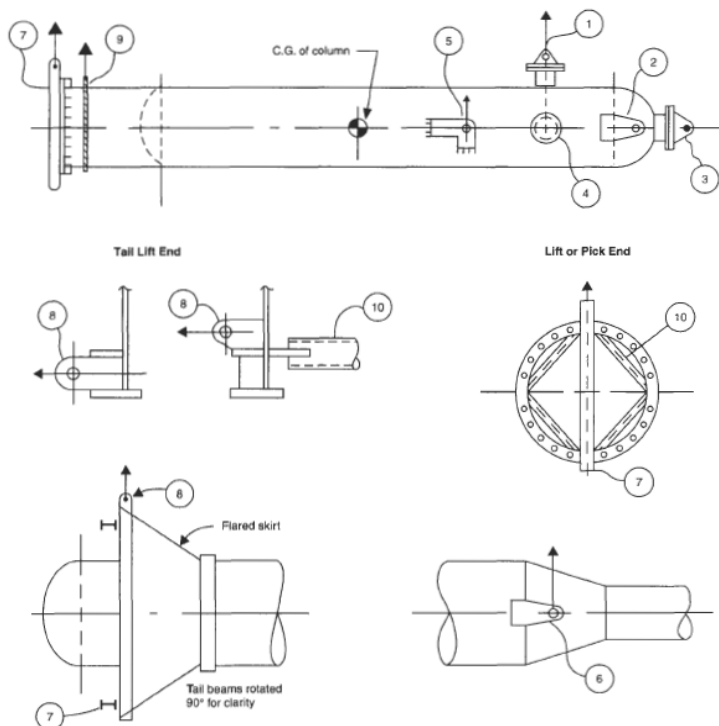
Mechanical designer PV terlibat dalam perancangan pengangkatan dan transportasi. Tingkat kesulitannya akan bervariasi karena banyak pihak yang bertanggung jawab pada setiap langkah kegiatan selanjutnya. Namun perancang akan mengintegrasikan desain ke dalam kegiatan asli di lapangan. Jika perencanaan ini dilakukan dengan benar, jarang ada masalah saat peralatan sampai ke tujuan.

Menurut Dennis R. Moss, *PV* dapat diangkat dengan berbagai jenis cara, yaitu dengan menggunakan *single cranes*, *multiple cranes*, *gin poles*, dan *jacking towers*. Pemilihan satu jenis crane dapat dipakai secara bersamaan dengan jenis crane lainnya. Namun tidak semua *pressure vessel* memiliki cara pengangkatan yang sama. Semakin besar *pressure vessel*, semakin kompleks komponen *pressure vessel*, semakin mahal, dan semakin banyak perawatan yang harus dilakukan, perancangan komponen pengangkatan akan benar-benar diperhitungkan. Berikut adalah kasus yang membutuhkan perancangan pengangkatan khusus dan

analisis pengangkatan yang harus dilakukan dengan benar:

- a. Berat *pressure vessel* lebih dari 50000 lb (25 ton)
- b. *Pressure vessel* dengan rasio L/D lebih besar dari 5
- c. *Vertical vessels* memiliki diameter lebih besar dari 8 ft dan panjang lebih dari 50 ft
- d. *Pressure vessel* terletak pada struktur atau ditopang oleh struktur.
- e. *Pressure vessel* dengan kebutuhan transportasi khusus.

Pada perancangan komponen pengangkatan, analisis diperhitungkan di setiap derajat rotasi dan pembebanan dilakukan pada titik *lift* dan *tail*. Hal ini dilakukan untuk menentukan kemungkinan kasus terburuk yang terjadi pada derajat 0° sampai 90°.



Gambar 2.3 Komponen dalam Lifting dan Erection (sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Berikut beberapa komponen yang digunakan dalam proses *lifting* dan *erection* pada gambar 2.3 yaitu :

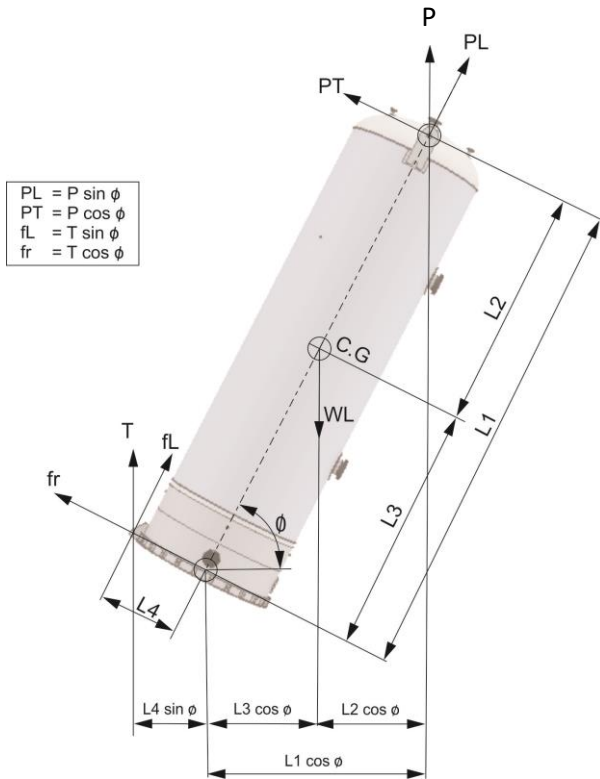
- (1) *Shell Flange Lug*
- (2) *Top Head Lug*
- (3) *Top Flange Lug*
- (4) *Trunnion*
- (5) *Side Lug*
- (6) *Cone Lug*
- (7) *Tail Beam*
- (8) *Tail Lug*
- (9) *Choker (Sling)*
- (10) *Base Ring Stiffener/strut*

2.3 Proses Mendesain Komponen *Lifting* dan *Erection*

Untuk mendesain *support* untuk *lifting* and *erection*, langkah-langkah yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Menentukan komponen *lifting* sebagai tumpuan awal
 2. Menentukan pembebanan pada titik *pick* (P) dan *tail* (T) pada semua derajat (0° sampai 90°) saat proses *lifting* dan *erection*
 3. Mendesain dan mengecek keamanan pada *pick* (P) dan *tailing* (T)
 4. Mendesain dan mengecek keamanan pada komponen *base ring* dan *tailing* (T)
 5. Mendesain dan mengecek keamanan *base ring* dengan tambahan *strut* jika perlu untuk didesain
 6. Analisa pembebanan lokal pada *PV shell*, *skirt* dari semua komponen yang terkait
- (Sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Dalam penelitian ini menggunakan komponen *lifting* berupa *top head lug* dan komponen *tailing* berupa *tailing lug*, *base ring* dan *strut*. Secara garis besar, *free body diagram* (FBD) terlihat seperti Gambar 2.4 dibawah ini:



Gambar 2.4. *FBD* dari pressure vessel
(sumber: dokumentasi pribadi)

Menurut prinsip kesetimbangan gaya-gaya pada Gambar 2.4, dapat diturunkan persamaan sebagai berikut :

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$WL = T + P$$

$$P = WL - T$$

$$\sum M = 0$$

$$WL(L_3 \cos \theta + L_4 \sin \theta) = P(L_1 \cos \theta + L_4 \sin \theta)$$

$$WL(L_3 \cos \theta + L_4 \sin \theta) = (WL - T)(L_1 \cos \theta + L_4 \sin \theta)$$

$$WL(L_3 \cos \theta) + WL(L_4 \sin \theta) = (WL L_1 \cos \theta) - (TL_1 \cos \theta) + (WLL_4 \sin \theta) - (TL_4 \sin \theta)$$

$$\begin{aligned}
 WL(L_3 \cos \theta) &= (WL L_1 \cos \theta) - (TL_1 \cos \theta) - (TL_4 \sin \theta) \\
 L_1 \cos \theta &= L_2 \cos \theta + L_3 \cos \theta \\
 WL(L_3 \cos \theta) &= ((WL L_2 \cos \theta) + (WLL_3 \cos \theta)) - \\
 &(TL_1 \cos \theta) - (TL_4 \sin \theta)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 WL L_2 \cos \theta &= (TL_1 \cos \theta) + (TL_4 \sin \theta) \\
 T &= \frac{WL L_2 \cos \theta}{L_1 \cos \theta + L_4 \sin \theta} \dots\dots\dots (2.1)
 \end{aligned}$$

Setelah didapatkan rumus ini, dari perhitungan akan didapatkan pembebanan tertinggi pada T dan P. Hal ini yang akan menjadi tumpuan untuk mendesain komponen yang lain seperti *tailing lug*, *base ring*, dan *strut*.

Kemudian, untuk standar pengecekan *local stress* per AISC (American Institute of Steel Construction), standart yang digunakan ini juga tertera pada buku Dennis R.Moss dengan load factor >1,8 akan memenuhi kriteria ini:

a. *Tension*
 $\sigma_t = 0,6 F_y \dots\dots\dots (2.2)$

b. *Compression*
 $\sigma_c = 0,6 F_y \dots\dots\dots (2.3)$

c. *Shear*
 $\tau_s = 0,4 F_y \dots\dots\dots (2.4)$

d. *Bending*
 $\sigma_b = 0,66 F_y \dots\dots\dots (2.5)$

Dimana F_y adalah *yield strength material*, rumus diatas merupakan stress yang diijinkan (*allowable stress*), yang kemudian akan dibandingkan dengan nilai *local stress* setiap komponen dengan ukuran dan bentuk yang berbeda. Nilai rasio perbandingan dikatakan ACC (*acceptable*) apabila:

$$\frac{\text{Nilai local stress pada komponen}}{\text{Nilai stress yang diijinkan}} < 1 \dots\dots (2.6)$$

Artinya nilai *local stress* tidak boleh lebih besar daripada nilai *allowable stress*

2.4 Komponen - *Lug*

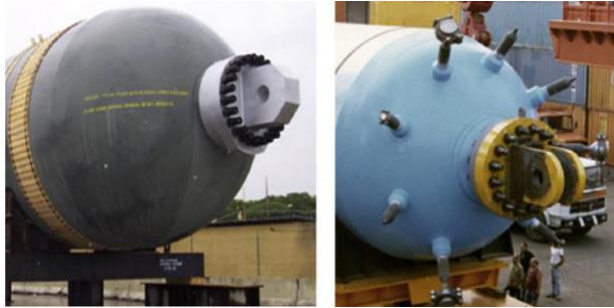
Pemilihan jenis *lug* yang akan digunakan untuk pengangkatan *PV* bergantung pada banyak faktor termasuk jenis *PV*, banyaknya komponen pada *PV*, tebal plat yang digunakan, diameter *PV*, berat *PV*, dan kondisi di lapangan. Selain itu, pemilihan *lug* juga dapat didasarkan pada keterbatasan desain *PV*, termasuk mempertimbangkan temperature saat dioperasikan, perlakuan panas, material yang digunakan, dan faktor lingkungan. Pemasangan *lug* terbagi menjadi 2 cara yaitu dilas dan di baut. Setiap jenis *lug* memberikan kelebihan dan kekurangan, yaitu:

- Keuntungan dengan menggunakan las pada komponen
 - a. Cara pengelasan tidak memerlukan pengujian beban lanjutan karena penambahan berat.
 - b. Perancangan jenis las sangat mudah dirancang, dibuat dan dipasang
- Kerugian dengan menggunakan las pada komponen
 - a. Untuk jenis *PV* dengan operasi temperature rendah, biasanya *lug* dilepas agar terbebas dari gangguan tegangan. Begitu pula sebaliknya, untuk jenis *PV* dengan operasi temperatur tinggi, penggunaan *lug* dapat bertindak sebagai fin yang dapat mengurangi temperatur saat operasi.
 - b. Jika *PV* mendapatkan perlakuan panas pasca pengelasan, pengangkatan *lug* yang dilas berpotensi merusak plat yang sulit diperbaiki, dan dapat menjadi sumber konsentrasi cacat tegangan lokal.
- Keuntungan dengan menggunakan baut pada komponen
 - a. Penggunaan baut sangat mudah dilepas dan tidak berdampak pada pengoperasian peralatan.
 - b. Menghilangkan biaya pemotongan atau reparasi apabila *lug* harus dilepas saat transportasi dan operasi.
 - c. Baut yang dilepas saat operasi dapat digunakan kembali untuk penggunaan berikutnya.
- Kerugian dengan menggunakan baut pada komponen
 - a. Penggunaan baut pada komponen menurut ASME,

yaitu baut pada perangkat harus diperiksa sebelum pengangkatan dan harus diuji beban pada 125% dari beban di lapangan. Karena beban sangat besar, pengujian sulit dilakukan pada PV, tegangan harus di evaluasi dengan kombinasi desain menggunakan FEA atau perhitungan manual sebelumnya. Terutama desain pada bagian *flange*, *nozzle neck*, dan *pad* mungkin perlu diperkuat untuk menahan beban angkat desain.

Berikut adalah beberapa bentuk *Lug* yang disesuaikan dengan konstruksi *PV* (Antalfy dkk, 2015):

a. *Top flange lug*



(a)

(b)

Gambar 2.5. *Top flange lug* (a) Lug tunggal. (b) Lug ganda
(sumber: Antalfy dkk, 2016)

Lug jenis ini digunakan untuk bejana dengan diameter kepala dan ketebalan yang cukup besar, agar dapat menahan beban yang besar selama proses pengangkatan tanpa memerlukan modifikasi yang signifikan terhadap komponen yang ada. *Lug* ini dibaut pada bagian flange atas *PV*, maka diperlukan pemeriksaan beban pada bagian nozzle neck yang hanya ditumpu 1 titik di bagian atas. *Lug* jenis ini biasanya untuk *PV* bertekanan tinggi, dan tidak tergolong ekonomis.

Pada Gambar 2.5 (a) kepala bagian atas menggunakan *lug* tunggal, dan pada Gambar 2.5 (b)

menggunakan lug ganda. Penggunaan *lug* tunggal dan ganda disesuaikan dengan berat dan diameter penutup pada bejana.

b. *Side mounted top lug*



Gambar 2.6. *Side mounted top lug*
(sumber: Antalfy dkk, 2016)

Side mounted top lug adalah 2 buah *lug* yang dipasang di samping bejana yang terbuat dari plat datar yang dilas ke bagian *shell* atas atau bawah, seperti yang terlihat pada Gambar 2.6 diatas.

c. *Top Trunnions*



Gambar 2.7. *Top trunnions*
(sumber: Antalfy dkk, 2016)

Trunnion adalah 2 buah lug atau dapat berupa komponen silinder yang menempel pada *shell* yang digunakan untuk mengangkat atau memindahkan bejana berdiameter kecil sampai besar. Ada 3 tipe lug yaitu *trunnion* dengan *fix lug*, *trunnion* dengan *rotating lug* dan *trunnion* tanpa *lug*. Penggunaan *trunnion* sangat umum digunakan karena fabrikasi yang mudah dan murah.

d. *Skirt tailing lug*

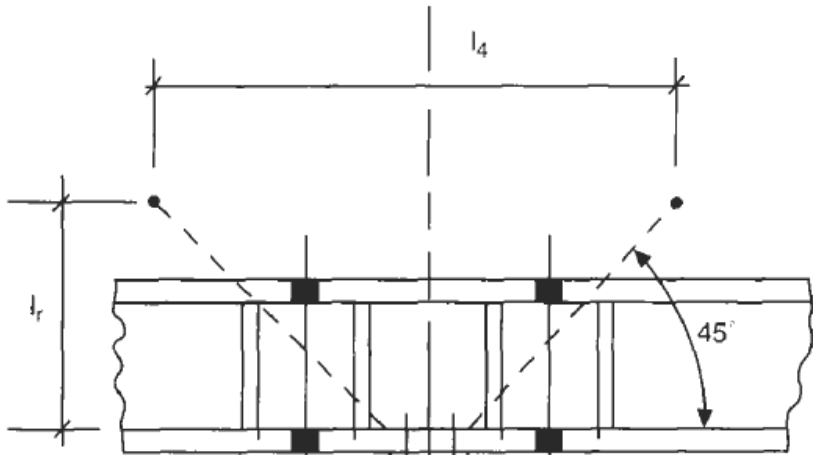


Gambar 2.8. *Skirt tailing lug*
(sumber: Antalffy dkk, 2016)

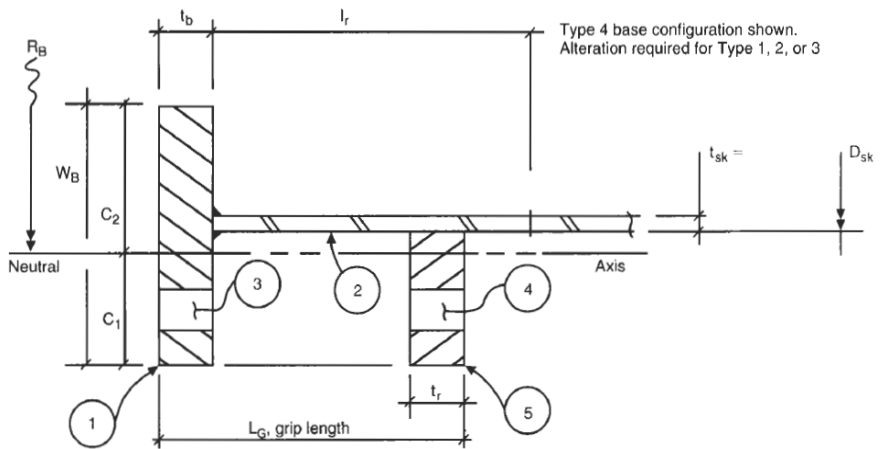
Skirt tailing lug adalah *lug* yang menempel pada *base ring* berbentuk lingkaran yang dipasang pada bagian bawah maupun bagian atas *PV*. Gambar 2.8 merupakan contoh bejana tekan yang menggunakan *lug* dengan jenis ini. Penggunaan ini sangat sering digunakan pada *PV* vertikal.

2.5 Komponen – Base Ring

Dalam penelitian ini, *Base ring* yang digunakan adalah tipe 4 yaitu seperti pada gambar 2.9 dibawah ini:



Gambar 2.9. Base Ring tipe 4 (sumber: Dennis, R.Moss, 2004)



Gambar 2.10. Base Ring tampak samping (sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Dimana:

t_b (tebal base bawah)
 $W_B = (Od-Id)/2$ (lebar base ring)

deng
an tinggi
base ring (I_r) yaitu :

t_{sk} (tebal skirt)
 $D_{sk} = (D + (2t_{sk}))$ (diameter skirt)
 t_r (tebal base atas)
 L_G (panjang grip)

$I_r = (L_G - t_b) + 0,55(D_{sk} t_{sk})^{0,5} \dots \dots \dots (2.7)$

Untuk mengkonfirmasi local stress pada *base ring*, perhitungan selanjutnya memerlukan moment inersia pada *neutral axis*, karena pada posisi ini dapat didefinisikan sebagai garis yang melewati titik nilai tegangan dan regangan bernilai nol. Untuk menentukan *neutral axis*, langkah yang harus dikerjakan yaitu menentukan *centroid*, inersia pada setiap section (I_y) dan penjumlahan dari semua inersia ($\sum I_y$). Menentukan *neutral axis* pada C_1 dan C_2 dengan rumus dengan menggunakan table dibawah ini :

Tabel 2.1 Tabel analisa perhitungan untuk mencari neutral axis
(Sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Item	A	Y	Y ²	AY	AY ²	I _b
1						
2						
3(-)						
4(-)						
5						
Σ						

Dimana:

A= Area di setiap section

Y= *Center of Gravity* di setiap section

I_o= Moment Inersia di setiap section

Untuk mencari *neutral axis* digunakan rumus

$$C1 = \frac{\sum AY}{\sum A} \dots\dots\dots (2.8)$$

$$C2 = Wb - C1 \dots\dots\dots (2.9)$$

dan untuk mencari Inersia total base ring pada neutral axis

$$I = \sum AY^2 + \sum Io - C1 AY \dots\dots\dots (2.10)$$

Radius nautral axis

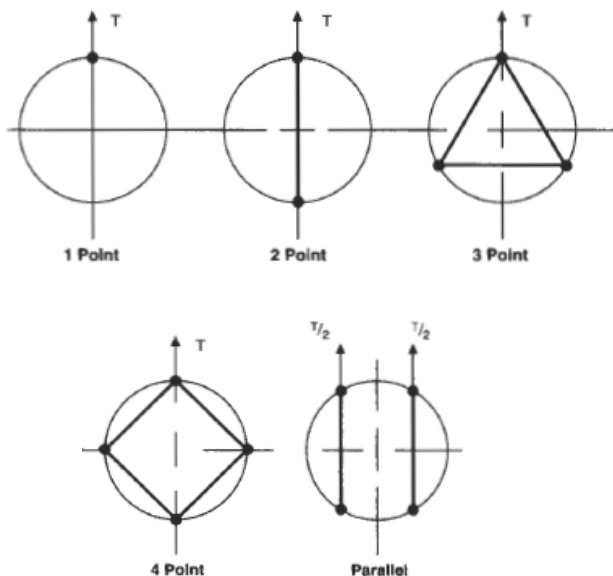
$$R_b = Id + C2 \dots\dots\dots (2.11)$$

Modulus section

$$Z = \frac{I}{Cmax} \dots\dots\dots (2.12)$$

2.6 Komponen – Strut

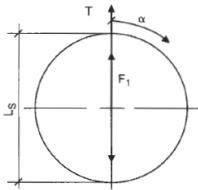
Strut adalah komponen tambahan untuk menopang *base ring* agar tetap aman dalam proses pengangkatan. *Strut* dapat berupa *H-beam* yang di las pada sisi *base ring*. Tipe *strut* dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.11 Macam-macam *strut*
(sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

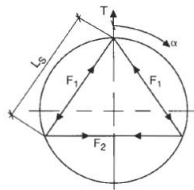
Pada penelitian ini, ada 3 strut yang akan dianalisis untuk memenuhi tegangan pada *PV* yaitu *strut* tipe 2 poin, 3 poin dan 4 poin. Gaya yang bekerja pada strut disimbolkan dengan (F), nilai positif (+) untuk *tension* dan nilai (-) untuk *compression*.

Two Point



$$F_1 = (+)0.5T$$

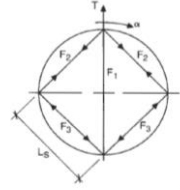
Three Point



$$F_1 = (+)0.453T$$

$$F_2 = (-)0.329T$$

Four Point



$$F_1 = (+)0.5T$$

$$F_2 = (-)0.273T$$

$$F_3 = (+)0.273T$$

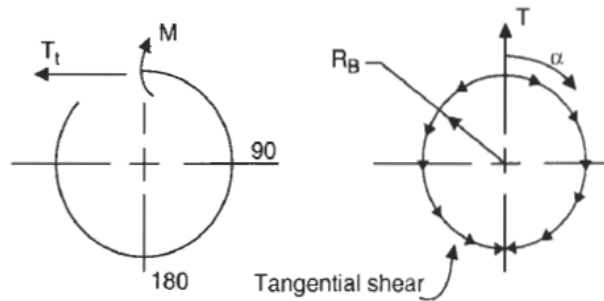
(a)

(b)

(c)

Gambar 2.12 *Strut* tipe (a) 1 poin (b) 2 poin (c) 3 poin
(sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Untuk analisa *base ring* dengan tambahan *strut*, dilakukan dengan analisa *bending stress*, *shear stress*, *tension stress* dan *critical buckling stress*. Analisa *bending* dan *shear stress* dilakukan dengan menghitung *moment*, dan *tangensial load* di setiap angle pengangkatan. Gaya yang bekerja pada base ring ditunjukkan pada gambar 2.13 dibawah ini.



Gambar 2.13 Gaya pada base ring
(sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Rumus untuk mencari *Moment* dan *Tangensial load* adalah sebagai berikut:

$$M(\text{Moment}) = Kr \times T \times Rb \dots \dots \dots (2.13)$$

$$Tt(\text{Tangensial Load}) = Kt \times T \dots \dots \dots (2.14)$$

dimana,

Kr = *Internal rotational Moment coefficient*

Kt = *Internal tangensial Moment coefficient*

T = Pembebanan pada titik *Tail*

Rb = *Radius neutral axis*

Z = modulus section

Persamaan (2.13) dan (2.14) digunakan untuk menentukan *bending* dan *shear stress*. Kemudian analisis dilakukan dengan membandingkan *bending* serta *shear stress* dengan *allowable stress* sesuai dengan persamaan (2.4) dan (2.5). Nilai koefisien Kr dan Kt dapat dilihat pada table 2. 2. dibawah ini

Tabel 2.2 Internal moment coefficient for Base ring
(sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Angle α	One Point		Two Point		Three Point		Four Point	
	K_r	K_T	K_r	K_T	K_r	K_T	K_r	K_T
0	0.2387	-0.2387	0.0795	-0.2387	-0.0229	0.1651	0.0093	-0.1156
5	0.1961	-0.2802	0.0587	-0.2584	-0.0148	0.1708	0.0048	-0.1188
10	0.1555	-0.3171	0.0398	-0.2736	-0.0067	0.1764	0.0012	-0.1188
15	0.1174	-0.3492	0.0229	-0.2845	-0.0055	0.1747	-0.0015	-0.1155
20	0.0819	-0.3763	0.0043	-0.2908	-0.0042	0.1729	-0.0033	-0.1089
25	0.0493	-0.3983	-0.0042	-0.2926	0.0028	0.1640	-0.0043	-0.0993
30	0.0197	-0.4151	-0.0145	-0.2900	0.0098	0.1551	-0.0045	-0.0867
35	-0.0067	-0.4266	-0.0225	-0.2831	0.0103	0.1397	-0.0041	-0.0713
40	-0.0299	-0.4328	-0.0284	-0.2721	0.0107	0.1242	-0.0031	-0.0534
45	-0.0497	-0.4340	-0.0321	-0.2571	0.0093	0.1032	-0.0017	-0.0333
50	-0.0663	-0.4301	-0.0335	-0.2385	0.0078	0.0821	-0.0001	-0.0112
55	-0.0796	-0.4214	-0.0340	-0.2165	0.0052	0.0567	0.0017	0.0126
60	-0.0897	-0.4080	-0.0324	-0.1915	0.0025	0.0313	0.0033	0.0376
65	-0.0967	-0.3904	-0.0293	-0.1638	0.0031	0.0031	0.0046	0.0636
70	-0.1008	-0.3688	-0.0250	-0.1338	0.0037	-0.0252	0.0055	0.0901
75	-0.1020	-0.3435	-0.0197	-0.1020	-0.0028	-0.0548	0.0056	0.1167
80	-0.1006	-0.3150	-0.0136	-0.0688	-0.0092	-0.0843	0.0049	0.1431
85	-0.0968	-0.2837	-0.0069	-0.0346	-0.0107	-0.1134	0.0031	0.1688

90	-0.0908	-0.2500	0	0	-0.0121	-0.1425	0	0.1935
95	-0.0830	-0.2144	0.0069	0.0416	-0.0114	-0.1694	-0.0031	-0.1688
100	-0.0735	-0.1774	0.0135	0.0688	-0.0107	-0.1963	-0.0049	-0.1431
105	-0.0627	-0.1394	0.0198	0.1020	-0.0074	-0.2194	-0.0057	-0.1167
110	-0.0508	-0.1011	0.0250	0.1338	-0.0033	-0.2425	-0.0055	-0.0901
115	-0.0381	-0.0627	0.0293	0.1638	0.0041	-0.2603	-0.0046	-0.0636
120	-0.0250	-0.0250	0.0324	0.1915	0.0114	-0.2781	-0.0033	-0.0376
125	-0.0016	0.0118	0.0340	0.2165	0.0107	-0.1060	-0.0017	-0.0126
130	0.0116	0.0471	0.0335	0.2385	0.0100	0.0661	0.0001	0.0112
135	0.0145	0.0804	0.0321	0.2571	0.0083	0.0448	0.0017	0.0333
140	0.0268	0.1115	0.0284	0.2721	0.0066	0.0234	0.0031	0.0534
145	0.0382	0.1398	0.0225	0.2831	0.0045	0.0104	0.0041	0.0713
150	0.0486	0.1551	0.0145	0.2900	0.0024	-0.0026	0.0045	0.0867
155	0.0577	0.1870	0.0042	0.2926	-0.0005	-0.0213	0.0043	0.0993
160	0.0654	0.2053	-0.0083	0.2908	-0.0015	-0.0399	0.0033	0.1089
165	0.0715	0.2198	-0.0225	0.2845	-0.0028	-0.0484	0.0015	0.1155
170	0.0760	0.2301	-0.0398	0.2736	-0.0041	-0.0569	-0.0012	0.1188
175	0.0787	0.2366	-0.0587	0.2584	-0.0046	-0.0597	-0.0048	0.1188
180	0.0796	0.2387	-0.0795	0.2387	-0.0051	-0.0626	-0.0093	0.1156

Analisa *tension stress* digunakan untuk memilih ukuran *H-beam* yang digunakan untuk *strut* pada *base ring*. *Tension stress* pada *H-beam* akan dibandingkan dengan *allowable stress* pada *strut*.

Analisa selanjutnya yaitu analisa *buckling stress*. Kondisi *buckling* merupakan suatu kondisi struktur yang tidak mampu mempertahankan bentuk aslinya pada saat diberi pembebanan. Konsekuensi *buckling* pada dasarnya adalah masalah lendutan besar sehingga akan mengubah bentuk struktur.

- *Critical buckling stress per AISC, σ_{cr} .*

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2}{F_y}} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{[(1 - (KL_s^2/r)/2C_c^2)]F_y}{(5/3) + ((3KL_s/r)/8C_c) - ((KL_s/r)^3/8C_c^3)} \dots\dots(2.14)$$

- *Actual compressive stress, σ_c .*

$$\sigma_c = \frac{F_n}{A_s} \dots\dots\dots(2.15)$$

(Dennis, R.Moss, 2004)

Dimana:

- F_y = *yield strength*
- σ_{cr} = *critical stress per AISC*
- K = *end connection coefficient (0,5)*
- L_s = *Panjang srut*
- r = *Radius of giration*

Nilai *end connection coefficient* ditentukan berdasarkan sambungan yang berada pada setiap ujungnya. Seperti ditunjukkan oleh gambar dibawah ini:

End Connection Coefficients

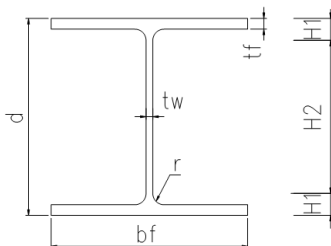
Buckled shape of column is shown by dashed line	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code		Rotation fixed and translation fixed Rotation free and translation fixed Rotation fixed and translation free Rotation free and translation free				

Reprinted by permission of AISC.

Gambar 2.14 End connection coefficient
(sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

2.7 H-Beam Standart

Analisa *tension stress* pada *strut* digunakan untuk memilih ukuran *H-beam* yang sesuai dan efisien. Berikut adalah ukuran *H-beam standart* :



Gambar 2.15 H-beam standart
(sumber: *Datasheet* Perusahaan, 2020)

Tabel 2.3 Ukuran H-beam standart

							Sec.of		Unit
	d	x	bf	tw	tf	r1	Area	Area	Weight
	mm		mm	mm	mm	mm	cm ²	mm ²	kg/m
H	200	x	100	5,5	8,0	11,0	27,2	2716,00	21,32
H	200	x	200	8,0	12,0	13,0	63,5	6353,00	49,87
H	250	x	125	6,0	9,0	12,0	37,7	3766,00	29,56
H	250	x	250	9,0	14,0	16,0	92,2	9218,00	72,36
H	300	x	150	6,5	9,0	13,0	46,8	4678,00	36,72
H	300	x	300	10,0	15,0	18,0	119,8	11980,00	94,04
H	350	x	175	7,0	11,0	14,0	63,1	6314,00	49,56

(sumber: *Datasheet* Perusahaan, 2020)

2.8 Material Properties

a. SA 36

Material SA 36 merupakan material yang digunakan dalam komponen strut. Berikut *mechanical properties* dari material SA 36

Yield Strength : 36.300 psi

Tensile Strength : 69.000 psi

Poisson Ratio : 0,26

Young Modulus : 27.000 psi

Shear Modulus : 11.500 psi

Density : 0.282 lb/cubic in

(sumber:URL:<https://www.matweb.com/>,2020)

b. SA 283 Gr. C

Material SA 283 Gr.C merupakan material yang digunakan dalam komponen tailing lug, base ring, skirt bawah .Berikut *mechanical properties* dari material SA 283 Gr.C.

Yield Strength : 30.000 psi

Tensile Strength : 65.000 psi

Poisson Ratio : 0,29

Young Modulus : 27.000 psi

Shear Modulus : 11.600 psi

Density : 0.282 lb/cubic in

(sumber:URL:<https://www.matweb.com/>,2020)

c. SA 516 Gr. 70

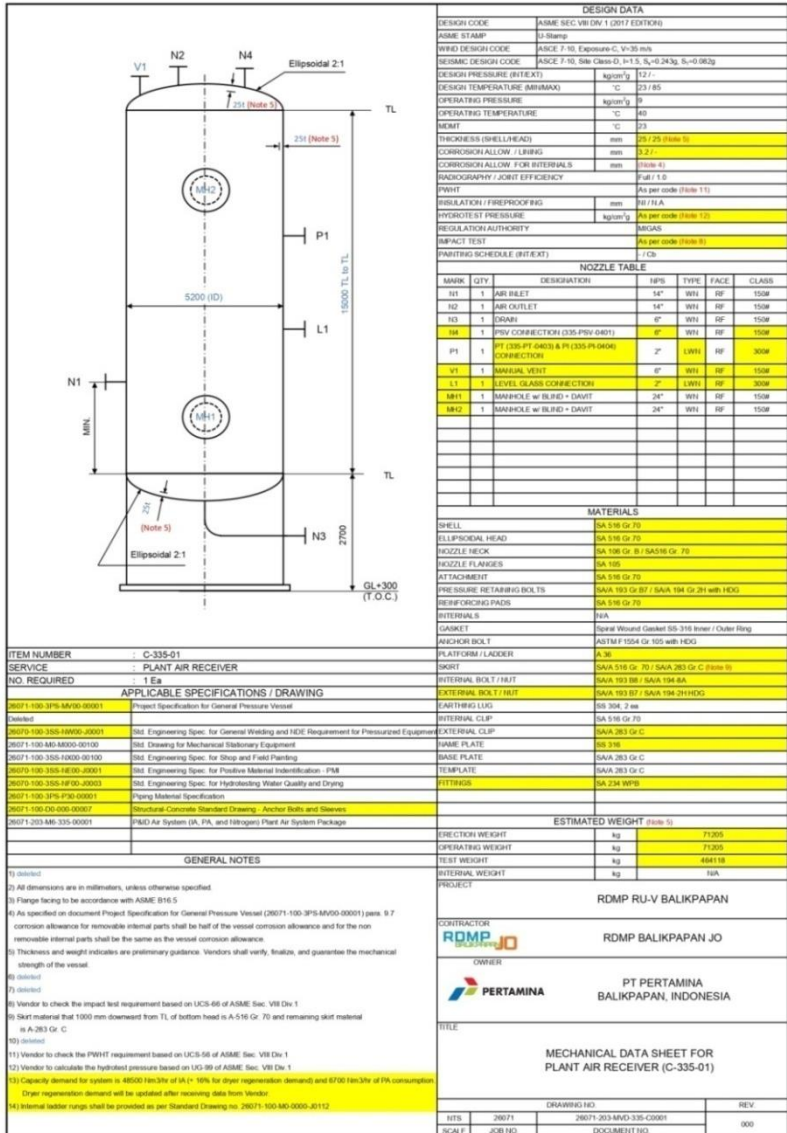
Material SA 516 Gr.70 merupakan material yang digunakan dalam komponen Shell, skirt atas, head, dan nozzle. Berikut *mechanical properties* dari material SA 516 Gr.70.

<i>Yield Strength</i>	: 37.700 psi
<i>Tensile Strength</i>	: 70.300 psi
<i>Poisson Ratio</i>	: 0,29
<i>Young Modulus</i>	: 29.0 00 psi
<i>Shear Modulus</i>	: 11.600 psi
<i>Density</i>	: 0.282 lb/cubic in

(sumber:URL:<https://www.matweb.com/>,2020)

2.9 Software Compress 7910

Software Compress 7910 merupakan software khusus yang dapat digunakan untuk proses merancang dan menganalisa *Pressure Vessel*, seperti *Vessel*, *Heat Exchanger*, *Filter*, dan *Column*. Input data yang akan dimasukkan ke dalam *software* ini berasal dari *datasheet* yang telah dibuat, lalu data tersebut diolah berdasarkan standard ASME 2017 Section VIII divisi. 1 yang telah tersedia dalam *software* ini. Pada gambar 2.14 dibawah ini adalah contoh *datasheet* yang digunakan untuk mendesain *PV*.



Gambar 2.16 Datasheet Plant Air Receiver Item C-335-01 (sumber: dokumentasi perusahaan,2020)

2.10 Software Autodesk Inventor 2021

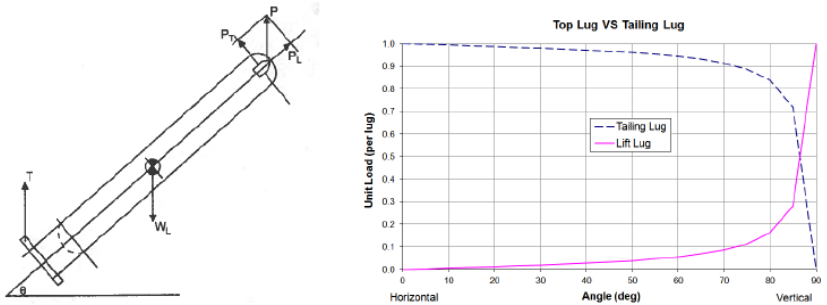
Autodesk Inventor merupakan sebuah program CAD (*Computer Aided Design*) dengan kemampuan pemodelan tiga dimensi solid untuk proses pembuatan objek prototipe 3D secara visual, simulasi dan drafting beserta dokumentasi data-datanya. Dalam *Inventor*, seorang desainer bisa membuat sketsa 2D produk, memodelkannya menjadi 3D untuk dilanjutkan dengan proses pembuatan prototipe visual atau bahkan yang lebih kompleks lagi, yaitu simulasi.

Dalam Penelitian ini akan menggunakan analisis berupa *Stress Analysis*. *Stress Analysis* merupakan salah satu alat pengujian struktur pada *Autodesk Inventor* yang dilakukan dengan menerapkan konsep *Finite Element Analysis* (FEA). Cara kerjanya adalah dengan memecah suatu objek struktur yang akan diuji menjadi elemen – elemen berhingga yang saling terhubung satu sama lain yang akan dikelola dengan perhitungan khusus oleh *software*, sehingga menghasilkan hasil yang lebih akurat. (Bambang, 2016)

2.11 Penelitian Terdahulu

- a. *Design Consideration for the Erection of Heavy Wall and Large Diameter Pressure Vessels* oleh (L.P Antalffy, dkk 2016)

Makalah ini memberikan 3 Lampiran kasus yaitu analisis elemen hingga (FEA) menggunakan *lug* yang menempel pada *nozzle* bagian atas yang diasumsikan pada *PV* vertikal dan horizontal, analisis FEA dari sepasang *trunnion* pada *PV* vertikal dan analisis FEA dari sepasang *lug* yang di las dengan jarak 60° pada *shell PV* horizontal.



(a)

(b)

Gambar 2.17 (a) *Free Body Diagram* pada PV (b) Variasi beban lug Vs derajat saat pengangkatan.

Gambar 2.17 (b) menunjukkan variasi pembebanan pada *lifting lug* dan *tailing lug* ketika kapal diangkat dari horizontal ke posisi vertikal. Analisis ini dimaksudkan untuk memeriksa keamanan pembebanan pada lug selama pengangkatan. Hal ini tidak terbatas pada *lug* saja, namun juga termasuk pada komponen lain seperti *nozzle*, *shell*, *head*, *skirt*, dan *base ring* yang menerima tegangan tarik & tegangan tekan serta deformasi.

Ada beberapa batasan yang disarankan dalam makalah ini terkait desain PV:

1. Batas keamanan *local / membrane stress* yaitu $0,9 \times F_y$
2. Batas keamanan *local / membrane stress* ditambah *bending stress* yaitu $1,1 \times F_y$
3. Tegangan *local / membrane stress* terbatas pada *Maximum Longitudinal* atau *Circumferential Stress* sebagaimana didefinisikan dalam *ASME section VIII*
4. *Impact factor* pada pressure vessel senilai 1,35

Berikut adalah 3 lampiran kasus dengan menggunakan

analisis elemen hingga (FEA) penggunaan lug yang berbeda-beda:

- Lampiran 1

Lampiran 1 yaitu menganalisis elemen hingga (FEA) menggunakan *lug* yang menempel pada *nozzle* bagian atas. Tujuan dari analisis ini adalah untuk memeriksa *nozzle* selama proses pengangkatan.

Kriteria dalam analisis ini yaitu:

Beban Angkat = 420000 kg (925.942 Ib)

Weight factor = 1,03

Impact factor = 1,35

Yield Strength Material = 275 MPa

Beban angkat desain = 5.728 kN (1.287.522 Ib).

Hasil =

Flange tidak dimodelkan pada analisis ini tetapi pembebanan telah diasumsikan dengan hanya menggambar *nozzle neck* saja. Evaluasi dilihat dari 2 posisi dengan tegangan terburuk pada horizontal dan vertikal. Posisi horizontal dengan tegangan tekuk terburuk dan posisi vertikal dengan beban pengangkatan penuh.

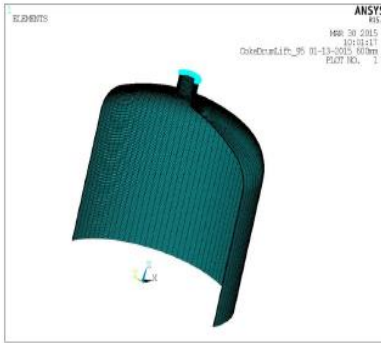


Fig. A.1. FEA Model of Top Head and Nozzle (solid).

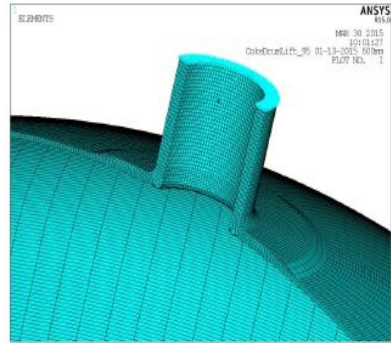


Fig. A.2. Top Nozzle and Local Head Reinforcement.

(a)

(b)

Gambar 2.18 (a) Finite Elemen Model pada *nozzle* bagian atas (b) Permodelan *nozzle* dan *local head reinforcement* (*pad*)

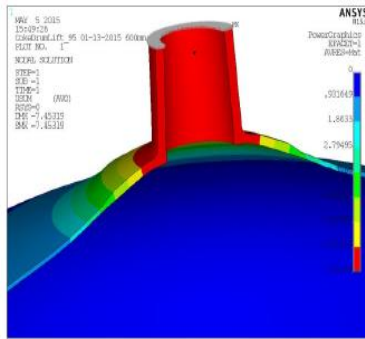


Fig. A.3. Displacement for Vertical Lift Position.
(For reference the maximum displacement is 7,45 mm)

(a)

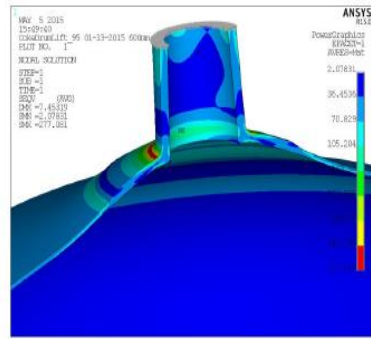


Fig. A.4. Von Mises Stress for Vertical Lift Position.
(For reference the maximum von Mises stress is 277 MPa)

(b)

Gambar 2.19 (a) Hasil *displacement* pada pengangkatan posisi vertikal (b) Hasil *von mises stress* pada pengangkatan posisi vertikal

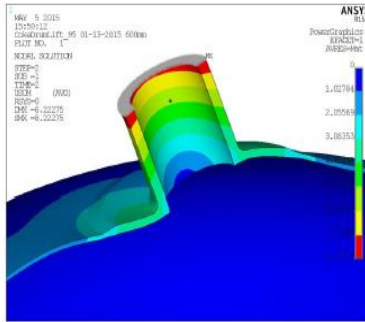


Fig. A.5 Displacement for Horizontal Lift Position.
(For reference the maximum displacement is 8.22 mm)

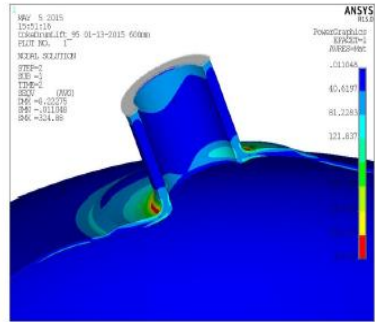


Fig. A.6 von Mises Stress for Horizontal Lift Position.
(For reference the maximum Von Mises stress is 324 MPa)

(a) (b)
Gambar 2.20 (a) Hasil *displacement* pada pengangkatan posisi horizontal (b) Hasil *von mises stress* pada pengangkatan posisi horizontal

Berikut adalah tabel kesimpulan dari lampiran 1 menggunakan lug yang menempel pada nozzle bagian atas:

Tabel 2.4 Kesimpulan Lampiran 1

Table 1. Summary of Results.						
LC	Position	Linearized Results				Defl mm
		MPa				
		Mem.	All.	M+B	All.	
1	Vert.	42.3	247.5	205.3	302.5	7.5
2	Horiz.	37.5	247.5	242.9	302.5	8.2

Pada Tabel 2.4 Tegangan pada titik tersebut dilinearisasi untuk perbandingan dengan kriteria 0,9 Yield untuk *local stress* dan untuk perbandingan dengan kriteria 1,1 yield untuk *local/membrane stress* ditambah *bending stress*. Kesimpulannya semua tegangan masih dalam

batas diterima atau aman karena nilai von mises stress masih dibawah nilai yang diijinkan.

- Lampiran 2

Lampiran 2 yaitu menganalisis elemen hingga (FEA) menggunakan *trunnions*. Lampiran 2 yaitu menganalisis elemen hingga (FEA) menggunakan *trunnions*. Tujuan dari analisis ini adalah untuk memeriksa *trunnions* selama proses pengangkatan. Desain trunnion khusus ini menggunakan *pad* pada shell di sekitar trunnion. Kriteria dalam analisis ini yaitu:

Beban Angkat = 606.050 kgf (1.336.112 lbf)

Weight factor = 1

Impact factor = 1,35

Yield Strength Material = 262 MPa

Beban angkat desain = 818.168 kgf (1.803.752 lbf)

Beban Vertikal pada Trunnion = 9.084 kgf (901.875 lbf)

Permodelan dalam analisis ini meliputi *trunnion neck, pad, dan shell*. *Trunnion* diasumsikan melekat pada *shell* PV vertikal karena posisi ini merupakan posisi kritis untuk *trunnion* pada saat proses pengangkatan.



Fig. B.2. Finite Element Model of Trunnion (solid).

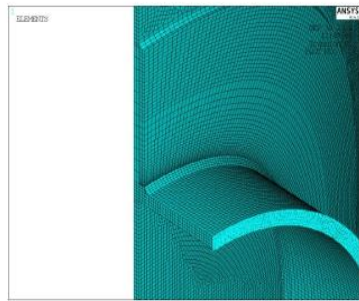


Fig. B.3. Trunnion/Pad/Shell Junction.

(a)

(b)

Gambar 2.21 (a) Finite Elemen Model pada *trunnion* (b) Permodelan struktur *trunnion*

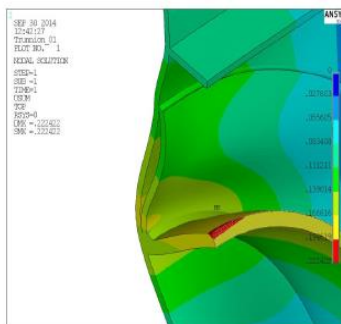


Fig. B.4. Displaced Shape at Trunnion/Shell/Pad (For reference the maximum displacement is 6 mm)

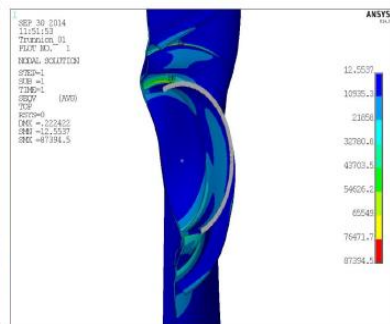


Fig. B.5. von Mises Stress Trunnion/Shell/Pad. (For Reference the maximum von Mises stress is 603MPa)

(a)

(b)

Gambar 2.22 (a) Hasil displacement pada *trunnion* (b) Hasil *von mises stress* pada *trunnion*

Berikut adalah tabel kesimpulan dari lampiran 2 menggunakan lug yang menempel pada nozzle bagian atas :

Tabel 2.5 Kesimpulan Lampiran 2

Table 2. Summary of Results.			
Lift Load	Juncture	Allowable	Reference
409,084 kgf	277.3 MPa	288.2 MPa	Fig. B.5

Pada Tabel 2.5 Tegangan pada titik tersebut dilinearisasi untuk perbandingan dengan kriteria 0,9 Yield untuk *local stress* dan untuk perbandingan dengan kriteria 1,1 Yield untuk *local stress* ditambah *bending stress*. Kesimpulannya semua tegangan masih dalam batas diterima atau aman karena nilai von mises stress masih dibawah nilai yang diijinkan.

- Lampiran 3

Lampiran 3 yaitu menganalisis elemen hingga (FEA) menggunakan 2 *Lug* yang di las pada *shell*. *Lug* dirancang untuk *PV* horizontal dengan panjang 24380 mm dan diameter 2743 mm. Dua *lugs* dipasang dengan sudut angkat 60°. Tujuan dari analisis ini adalah untuk memeriksa *lug* selama proses pengangkatan.

Kriteria dalam analisis ini yaitu:

Beban Angkat = 31.352 kgf (69.120 lbf)

Weight factor = 1.125 (toleransi ketebalan dinding)

Impact factor = 1,35

Yield Strength Material = 262 MPa

Beban *Lug* = 27.024 kgf (59.578 lbf)

Beban angkat desain = 47.028 kgf (103.688 lbf)

Lug model balok digunakan dalam analisis ini, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.23 di bawah ini :

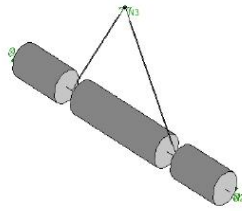


Fig. C.1. Beam Model for Load in Welded lugs.

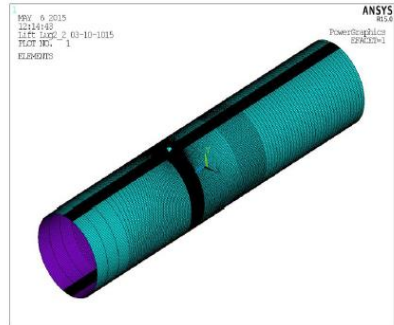


Fig. C.2. FEA Model of Pipe and Lug.

(a)

(b)

Gambar 2.23 (a) Model *beam* untuk pembebanan (b) Finite Elemen Permodelan

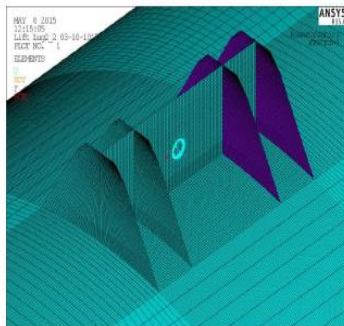


Fig. C.3. Close Up of Welded Lug.

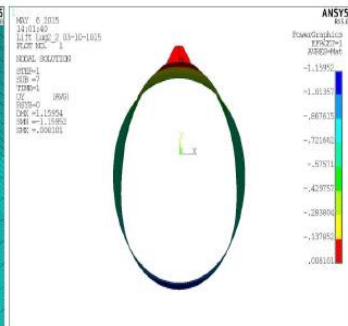


Fig. C.4. Displacements - Ovality of Pipe.
(For Reference the maximum ovality is 29.2 mm)

(a)

(b)

Gambar 2.24 (a) Lug (b) Hasil *displacement* – terjadi *ovality* pada *PV*

Pada gambarr 2.24 (b) *PV* terlihat oval selama pengangkatan karena terdapat *bending stress* yang cukup besar pada lug. Tegangan lokal pada *PV* ini sangat terisolasi pada ujung *lug*. Namun *ovality* ini tidak diperhitungkan dalam memeriksa tegangan lokal pada *lug*.

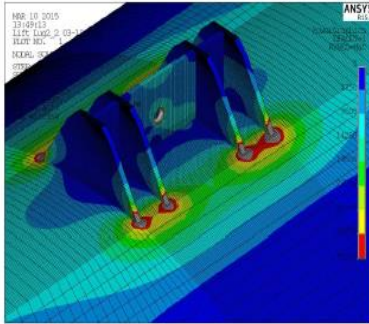


Fig. C.5. von Mises Stress on Outside Surface.
(For Reference the maximum von Mises stress is 760 MPa)

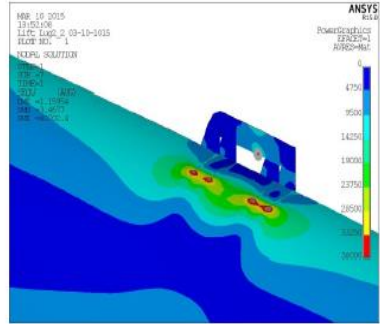


Fig. C.6. von Mises Stress on Inside Surface.
(For Reference the maximum von Mises stress is 556 MPa)

(a)

(b)

Gambar 2.25 (a) *Von mises stress* pada permukaan luar *lug* (b)
Von mises stress pada permukaan dalam *lug*

Berikut adalah tabel kesimpulan dari lampiran 3 menggunakan *lug Lug* yang di las pada *shell* :

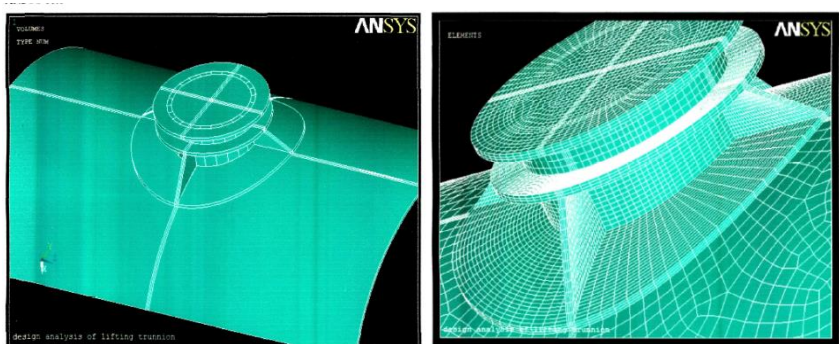
Tabel 2.6 Kesimpulan Lampiran 3

Position	Linearized Results MPa				Defl mm
	Mem.	All.	M+B	All.	
Horiz.	98.6	235.8	242.9	288.2	30.5

Pada Tabel 2.6 Tegangan pada titik tersebut dilinearisasi untuk perbandingan dengan kriteria 0,9 Yield untuk *local stress* dan untuk perbandingan dengan kriteria 1,1 Yield untuk *local stress* ditambah *bending stress*. Hasil pada tabel menunjukkan bahwa seluruh tegangan pada *lug* masih dibawah *yield strength* material sebesar 288,2 Mpa sehingga usulan ini diterima.

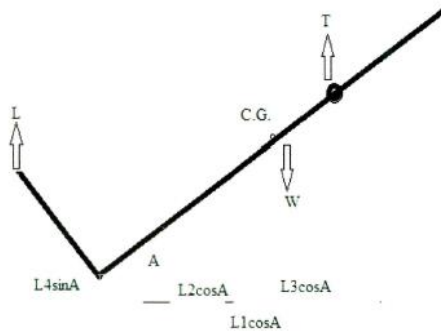
b. *Design Analysis of Lifting Trunnion For a Horizontal Pressure Vessel Using CAE Tools* (Prashant Yadav, 2013)

Makalah ini dilakukan untuk menganalisis komponen pengangkatan *pressure vessel* tipe *trunnion*, dengan menerapkan beban pada sudut pengangkatan yang berbeda. Analisis ini menggunakan metode elemen hingga dengan software ANSYS. Pembahasan dibagi menjadi 6 kasus, yaitu sudut pengangkatan terdiri atas 0° , 30° , 45° , 60° , 75° , dan 90° . Untuk setiap kasus, pembebanan diambil pada pembebanan maksimum yang dihasilkan, dan hasil metode elemen hingga telah dibandingkan dengan yield strength material. Material yang digunakan juga menjadi variable dalam analisis, yaitu SA516 Gr 60 dan SA36.



Gambar. 2.26. Model trunnion pada software Ansys

Untuk mencari Load pada trunnion, spesifikasi *pressure vessel* adalah sebagai berikut:



Gambar.2.27 FBD pressure vessel

Dari FBD pada gambar 2.27 di dapatkan hasil pembebanan pada titik T dan F dibawah ini :

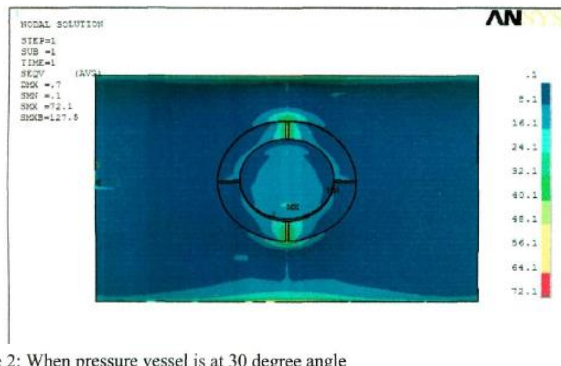
Tabel 2.7 Hasil pembebanan pada T dan F

Sr. No.	Angle between vessel axis and horizontal axis	Force on tail lug F (in kg)	Force on trunnions T (in kg)	Force per trunnion T/2 (in kg)
1	0°	42492.28	106230	53115
2	30°	34427.91	114295	57147.5
3	45°	30228.25	118494.75	59247.375
4	60°	24955.5	123767.5	61883.75
5	75°	16901.28	131821	65910.5
6	90°	0	148723	74361

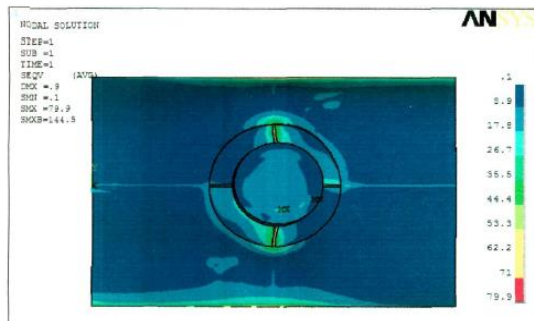
Pembebanan diatas akan digunakan dalam analisa tegangan dengan metode FEA pada *software* Ansys. Analisis dibagi menjadi 6 kasus menurut material dan derajat pengangkatannya. Berikut kasus dengan menggunakan

material SA36:

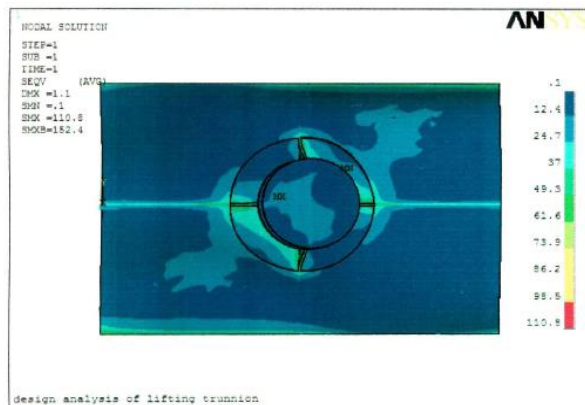
Case 1: When pressure vessel is in horizontal position i.e. 0 degree angle



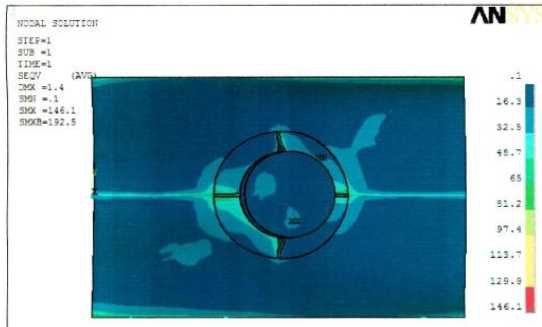
Case 2: When pressure vessel is at 30 degree angle



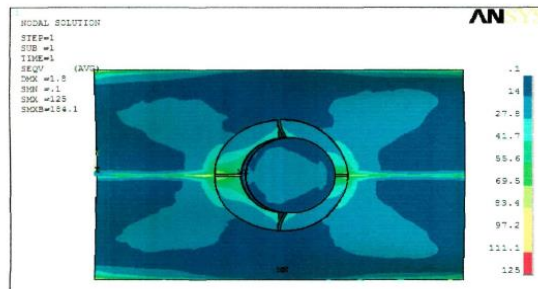
Case 3: When pressure vessel is at 45 degree angle



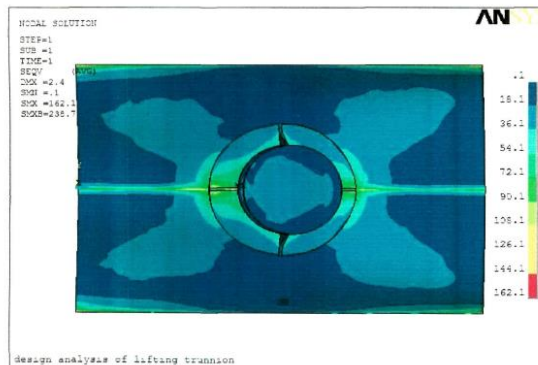
Case 4: When pressure vessel is at 60 degree angle



Case 5: When pressure vessel is at 75 degree angle

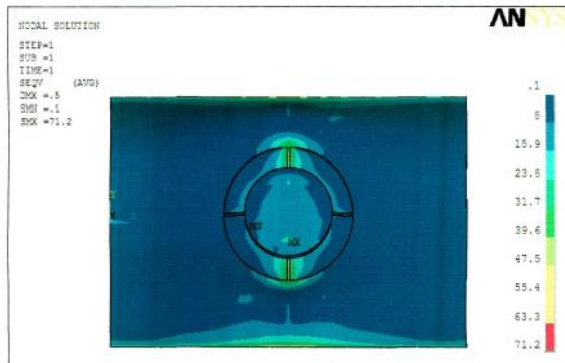


Case 6: When pressure vessel is at 90 degree angle

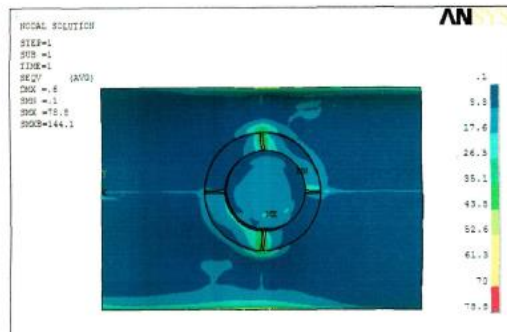


Gambar.2.28 Hasil von misses stress pada trunnion (case 1 s.d 6) dengan material SA36

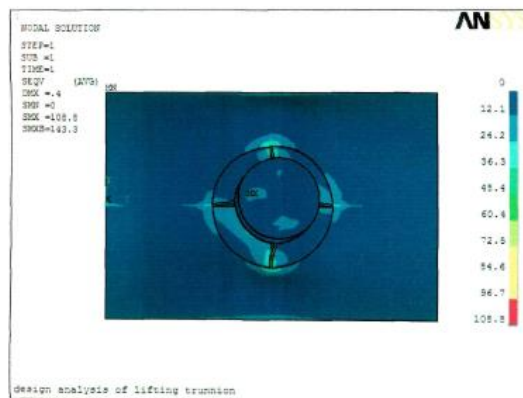
Case 1: When pressure vessel is in horizontal position i.e. 0 degree angle,



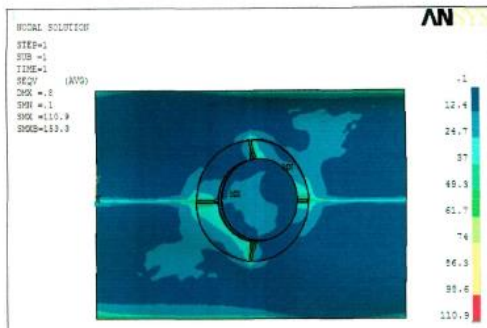
Case 2: LIFTING ANGLE IS 30 DEGREE



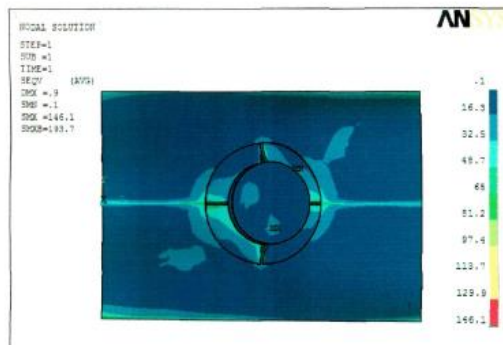
Case 3: LIFTING ANGLE IS 45 DEGREE



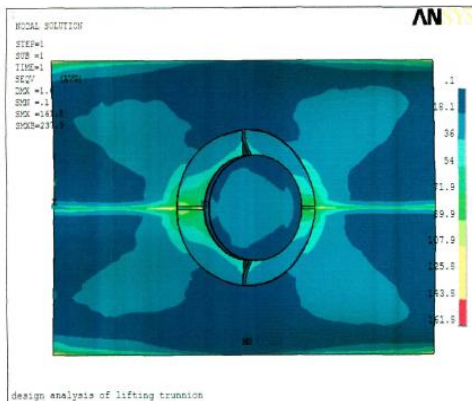
Case 4: LIFTING ANGLE IS 60 DEGREE



Case 5: LIFTING ANGLE IS 75 DEGREE

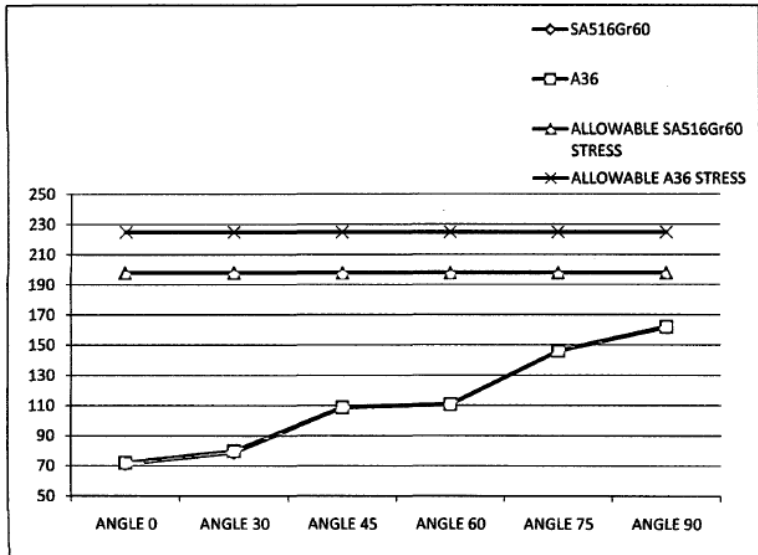


Case 6: LIFTING ANGLE IS 90 DEGREE



Gambar.2.29 Hasil von misses stress pada trunnion (case 1 s.d 6) dengan material SA 516 Gr 60

Sehingga hasil von mises stress dapat dilihat pada gambar 2.30 dibawah ini :



Gambar.2.30 Grafik von mises stress pada trunnion (case 1 s.d 6) dengan material SA516 Gr 60 dan SA36

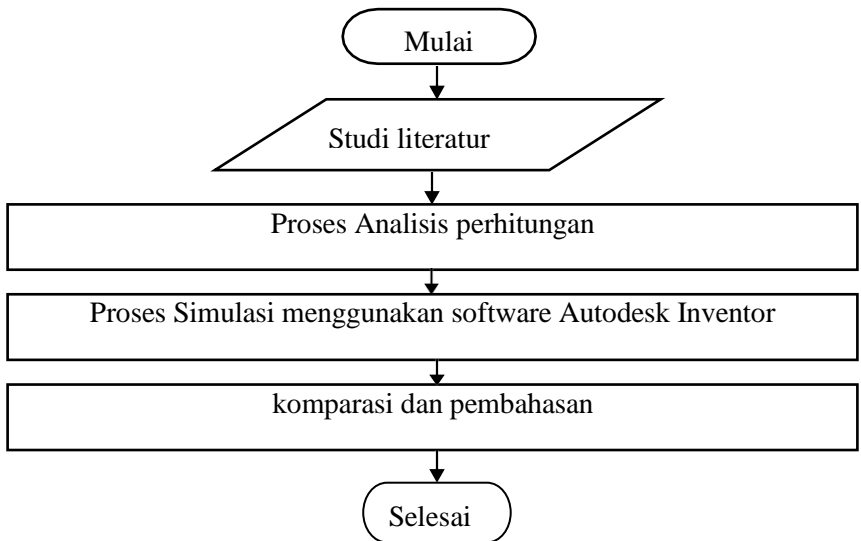
Maka dapat disimpulkan bahwa:

- a. Tidak ada perubahan yang signifikan pada tegangan yang dihasilkan dari SA516 Gr 60 dan A36
- b. Semua nilai tegangan berada di bawah tegangan yang diizinkan pada yield strength material, sehingga desain aman.

BAB III METODE PENELITIAN

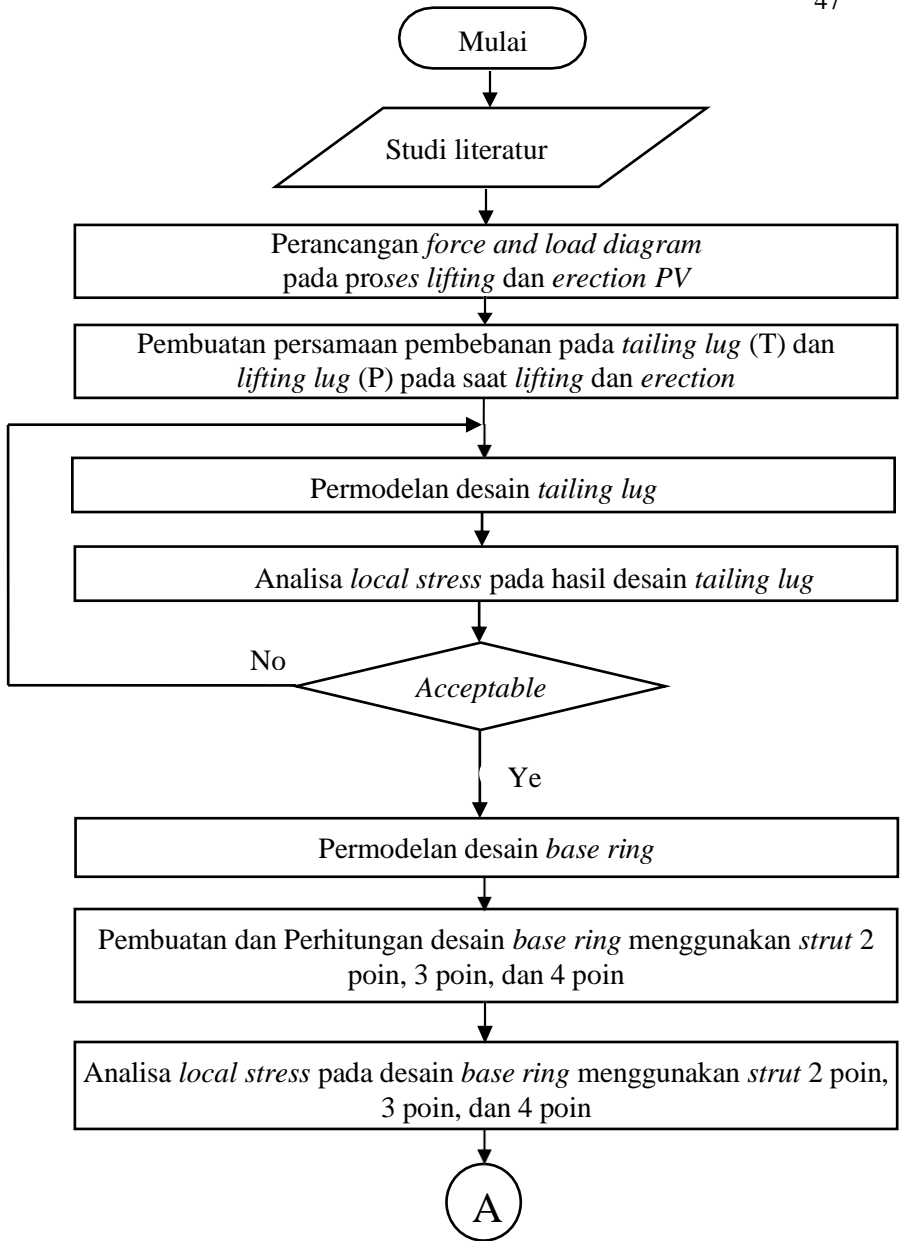
3.1 Metode Penelitian

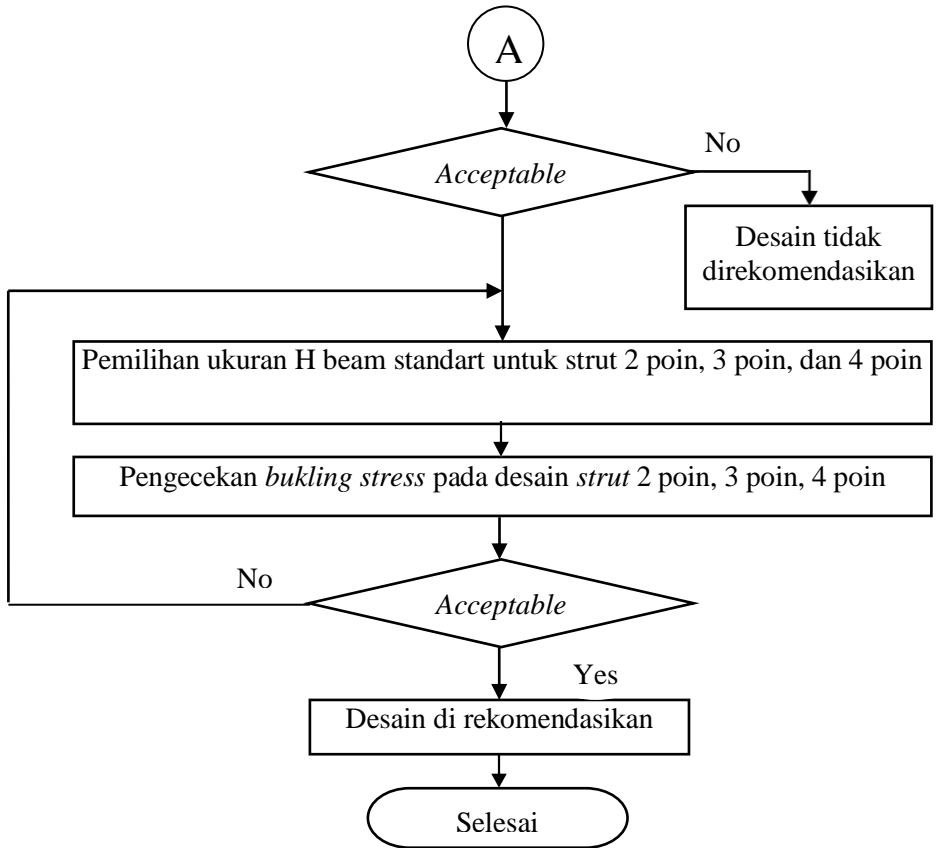
Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui tegangan pada *base ring* setelah penambahan *strut* 2 poin, 3 poin dan 4 poin, serta penggunaan tipe dan ukuran *strut* yang paling efisien untuk *pressure vessel* saat *lifting* dan *erection*. Diagram alur penelitian ini secara garis besar ditunjukkan pada Gambar 3.1 dibawah ini:



Gambar 3.1 Diagram alur umum
(sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Dalam proses analisis dan simulasi dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada Gambar. 3.2 dan 3.3:



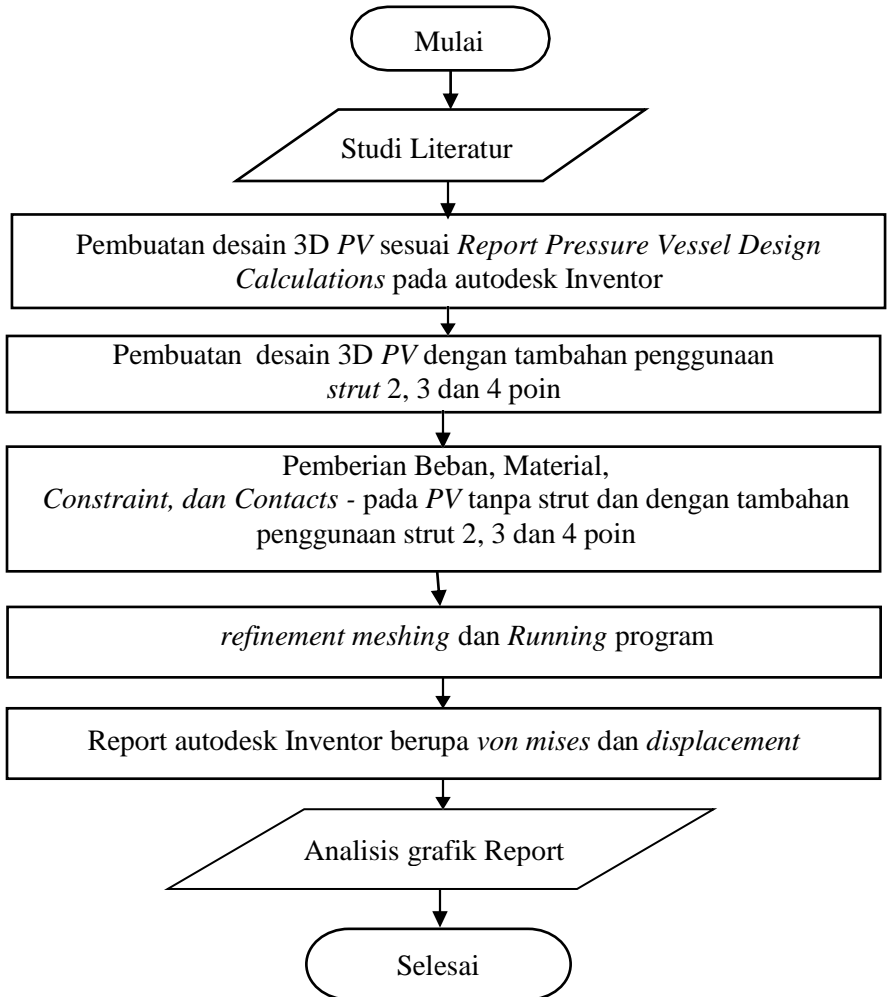


Gambar 3.2 Diagram alur untuk analisis perhitungan
(sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Metode pelaksanaan analisis tugas akhir ini ditunjukkan pada gambar 3.2, dimulai dari studi literatur seperti *pressure vessel* beserta komponennya terutama komponen untuk *lifting* dan *erection*, report dari *software* Compress, spesifikasi material, tebal baja spesifikasi profil *H-beam*, dan data lainnya. Tahap selanjutnya yaitu merancang *FBD* pembebanan untuk proses pengangkatan. Proses ini menggunakan komponen *lift (P)* tipe *top head lug* atau *side*

mounted top lug dan komponen *tail (T)* tipe *lug* yang dilas pada *base ring*. Tujuan dari membuat *FBD* pembebanan ini adalah untuk membuat persamaan pembebanan/*load* pada titik *lifting lug* atau *pick (P)* dan pembebanan pada titik *tailing lug* atau *tail (T)*. Pembebanan terbesar pada P dan T akan menjadi acuan untuk merancang komponen yang lainnya. P untuk mendesain *lifting lug*, dan T untuk mendesain *tailing lug*, *base ring*, dan *strut*.

Metode berikutnya adalah mendesain *tailing lug*. Data awal untuk dimensi *tailing lug* mengacu pada *report* dari *software* *compress*. Kemudian *tailing lug* ini akan diperiksa pembebanan lokalnya dengan memberikan beban maksimum dari T. Metode selanjutnya yaitu mendesain *base ring*, data awal untuk mendesain *base ring* juga mengacu pada *report* dari *software* *Compress*. Kemudian perancangan dilanjutkan dengan merancang *strut* tambahan pada *base ring*. *Strut* yang akan dianalisis adalah *strut* tipe 2 poin, 3 poin dan 4 poin. Hasil ini akan diperiksa pembebanan lokalnya dengan memberikan beban maksimum dari T. Ketika hasil mendapatkan nilai "*Acceptable*", ukuran *strut* profil H-beam dapat dipilih. Lebih kecil ukuran H-beam yang dipilih, akan lebih efisien namun syaratnya harus mampu menerima pembebanan maksimum yang diberikan.



Gambar 3.3 Diagram alur untuk simulasi menggunakan software Autodesk Inventor
(sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Metode pelaksanaan simulasi tugas akhir ini ditunjukkan pada gambar 3.3, dimulai dari studi literatur

seperti hasil pembebanan yang di dapatkan dari hasil perhitungan sebelumnya, *material spesification*, table baja, profil *H-beam*, dan data lainnya. Tahap selanjutnya yaitu membuat desain 3D pressure vessel. Kemudian desain di variasi dengan menambahkan desain 3D strut tipe 2 poin, 3 poin, dan 4 poin. Setelah desain 3D telah di *assembly*, proses selanjutnya yaitu pemberian beban, mengisi material *specification* di setiap komponen, *constrain*, dan *contacts*. Kemudian desain *dimeshing* dan *running* hingga hasilnya *convergen*. Selanjutnya *report* akan menunjukkan hasil *von misses*, dan *displacement* yang akan kita gunakan untuk komparasi dengan hasil perhitungan.

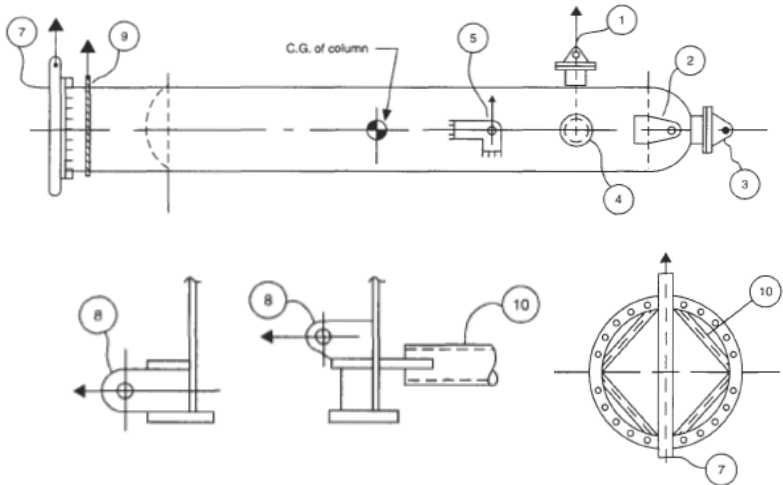
3.2 Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem pada proses pengangkatan *pressure vessel*. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu *pressure vesse (PV)*, komponen PV yang mendukung proses *lifting* dan *erection* seperti *lifting lug*, *tailing lug*, *base ring* dan *strut*, permodelan *force and load diagram* pada proses pengangkatan, *material properties* dan metode pembebanan menggunakan *software Autodesk Inventor*.

Sedangkan studi literatur untuk menentukan nilai parameter yang digunakan dalam perhitungan dan simulasi adalah berupa massa *pressure vessel*, massa desain *pressure vessel*, panjang jarak antar *lug* (L_1, L_2, L_3, L_4), dimensi *tailing lug*, dimensi *base ring*, standart tegangan yang diijinkan, koefisien internal moment pada base ring, dan table *H-beam standart* yang di dapatkan melalui permasalahan aktual pada PT.BBI Pasuruan. Referensi untuk studi literatur penentuan prosedur perhitungan lainnya mengacu pada buku *Pressure Vessel Design Manual* oleh Dennis R.Moss yang sesuai dengan ASME VIII divisi 1.

Pendukung lainnya juga didapat dari jurnal - jurnal ilmiah yang sama halnya membahas tentang desain komponen *lifting and erection*.

3.3 Perhitungan komponen *lifting and erection*



Gambar 3.4 Komponen yang digunakan dalam *Lifting and Erection*
(sumber: Dennis, R.Moss, 2004)

Komponen pada penelitian ini menggunakan komponen *lifting* (P) tipe *top head lug* atau *side mounted top lug* (2) dan komponen *tail* (T) tipe *lug* (8) yang dilas pada *base ring* serta penambahan *strut* (10). Strut yang akan dianalisa menggunakan tipe 2 poin, 3 poin dan 4 poin.

Berikut adalah prosedur analisa perhitungan dalam penelitian ini:

- a. Menghitung nilai pembebanan pada titik Pick (P) dan Tail (T)

Untuk menghitung nilai pembebanan pada titik Pick (P) dan Tail (T), data yang diperlukan adalah sebagai berikut :

$$\text{Faktor pembebanan total (K}_L\text{)} = 2,0$$

$$\begin{aligned}
 \text{Beban } pressure \text{ vessel } (W_E) &= 75454 \text{ Kg} \\
 \text{Beban desain } (W_L) &= K_L \times W_E = 150908 \text{ Kg} \\
 L_1 &= 18074 \text{ mm} \\
 L_2 &= 9292 \text{ mm} \\
 L_3 &= 8782 \text{ mm} \\
 L_4 &= 2856 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pembebanan pada Tail [Kg] adalah

$$T = \frac{W_L \cos \theta L_2}{\cos \theta L_1 + \sin \theta L_4}$$

Pembebanan pada Pick [Kg] adalah

$$P = WL - T$$

Maka pembebanan pada titik P dan T dengan variasi 5° ditunjukkan pada:

Tabel 3.1 Hasil pembebanan pada titik P dan T dengan variasi 5°

Angle (Deg.)	T (Kg)	P (Kg)
0	77583,11	73324,89
5	76525,17	74382,83
10	75480,04	75427,96
15	74431,63	76476,37
20	73363,71	77544,29
25	72258,76	78649,24
35	69854,12	81053,88
40	68500,49	82407,51
45	66996,52	83911,48
50	65288,21	85619,79
55	63298,44	87609,56
60	60911,91	89996,09
65	57946,77	92961,23
70	54096,99	96811,01

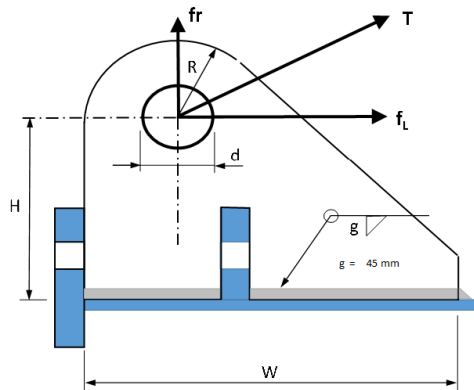
75	48802,77	102105,23
80	40915,93	109992,07
85	27647,60	123260,40
90	0,00	150908,00

$\theta = 0^\circ$, Posisi awal (Horizontal Position)

$\theta = 90^\circ$, Posisi setelah pengangkatan (Vertical Position)

b. Memodelkan dan analisis local stress pada Tailing Lug

Setelah mendapatkan nilai pembebanan pada titik P dan T, desain *lifting lug* dan *tailing lug* dapat ditentukan. Pada penelitian ini, desain untuk *lifting lug* tidak perlu dilakukan dan tetap menggunakan desain awal yang di tetapkan pada *software* compress, karena desain *lifting lug* tidak membutuhkan tambahan komponen lain. Namun desain *tailing lug* masih perlu didesain karena *tailing lug* di las bersama komponen lain seperti *base ring* dan *strut*.



Gambar 3.5 Desain Tailing Lug
(Sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Nilai f_r (*Radial tailing load*) dan f_L (*longitudinal tailing load*) di dapatkan dengan memberi sudut pembebanan pada T maksimum di perhitungan sebelumnya, yaitu :

$$f_r = T \cos \theta$$

$$f_L = T \sin \theta$$

Tabel 3.2 Hasil f_r (Radial tailing load) dan f_L (longitudinal tailing load) dengan variasi 5°

Angle θ (Deg.)	T (Kg)	$f_L = T \sin \theta$ (Kg)	$f_r = T \cos \theta$ (Kg)
0	77583,11	0	77583,11
5	76525,17	6669,61	76233,97
10	75480,04	13106,97	74333,32
15	74431,63	19264,32	71895,44
20	73363,71	25091,87	68939,33
25	72258,76	30537,87	65488,67
30	71096,86	35548,43	61571,69
35	69854,12	40066,68	57221,15
40	68500,49	44031,27	52474,42
45	66996,52	47373,69	47373,69
50	65288,21	50013,67	41966,45
55	63298,44	51851,05	36306,49
60	60911,91	52751,26	30455,96
65	57946,77	52517,61	24489,36
70	54096,99	50834,55	18502,26
75	48802,77	47139,86	12631,09
80	40915,93	40294,32	7104,98
85	27647,60	27542,39	2409,65
90	0,00	0,00	0,00

Pada tabel 3.2 pembebanan maksimum pada f_r dan f_L yaitu

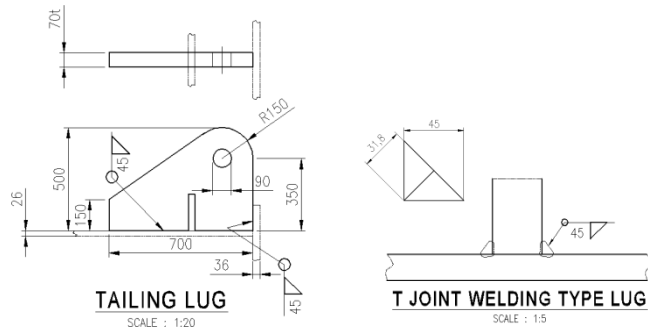
$$f_r \max = T_{\max} = 77583,11 \text{ Kg}$$

$$f_L \max = 52751,26 \text{ Kg}$$

Dimensi tailing lug menurut report software compress yaitu :

Tabel 3.3 Dimensi desain *tailing lug*

W	=	700,00	mm	Width
H	=	350,00	mm	Height
R	=	150,00	mm	Radius
d	=	90,00	mm	Diameter hole
t	=	70,00	mm	Thickness of Tailing Lug
g	=	45,00	mm	Fillet Weld Leg
a	=	31,81	mm	Fillet Weld Throat



Gambar 3.6 Detail desain *Tailing Lug*
(Sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Setelah desain tailing lug sudah siap, pengecekan dilakukan pada local stress pada lug, meliputi *bending stress and shear stress at lug foot*, *tensile stress and shear stress at pin hole*, dan *bending stress, shear stress and tensile stress at welding*.

- *Bending stress at lug foot*

$$F_y = 30000 \text{ psi}$$

$$M_b = f_L \times H$$

$$I = 1/12 \times t \times W^3$$

$$C = W / 2$$

$$Z = I / C$$

$$\begin{aligned}
 &= (1/12 \times t \times W^3)/(W/2) \\
 &= 1/6 (t \times W^2) \\
 \sigma_b &= Mb / Z \\
 &= (f_L \times H \times 6) / (t \times W^2)
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \sigma_b &= (f_L \times H \times 6) / (t \times W^2) \\
 &= (52751,26 \times 350 \times 6) / (70 \times 700^2) \\
 &= 3,23 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 31,6 \text{ Mpa} \\
 F_y &= 30000 \text{ psi} \\
 &= 21,09 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 206,82 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Max allowable bending stress} &= 0,66 F_y \\
 &= 13,09 \text{ Kg/mm}^2 = 136,5 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Nilai *maximum allowable bending stress* > daripada nilai *bending stress* pada *tailing lug foot* , maka “ACCEPTABLE”

- *Shear stress at lug foot*

$$\begin{aligned}
 \tau_s &= F/A \\
 &= fL / (t \times W) \\
 &= 52751,26 / (70 \times 700) \\
 &= 1,07 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 10,5 \text{ Mpa} \\
 F_y &= 30000 \text{ psi} \\
 &= 21,09 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 206,82 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Max allowable shear stress} &= 0,4 F_y \\
 &= 8,43 \text{ Kg/mm}^2 = 82,72 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Nilai *maximum allowable shear stress* > daripada nilai *shear stress* pada *tailing lug foot* , maka “ACCEPTABLE”

- *Tensile stress at pin hole*

$$\begin{aligned}
 \sigma_{t_1} &= F/A \\
 &= fr / (t \times (2R-d)) \\
 &= 77583,11 / (70 \times ((2 \times 150) - 90)) \\
 &= 5,28 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 51,8 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &= F/A \\
 &= f_L / (t \times (R-d/2)) \\
 &= 52751,26 / (70 \times (150 - (90/2))) \\
 &= 7,18 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 70,4 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_y &= 30000 \text{ psi} \\
 &= 21,09 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 206,82 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Max allowable tensile stress} &= 0,6 F_y \\
 &= 12,65 \text{ Kg/mm}^2 = 124,09 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Nilai *maximum allowable tensile stress* > daripada nilai *tensile stress* pada *pin hole* , maka "ACCEPTABLE"

- *Shear stress at pin hole*

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &= F/A \\
 &= f_r / (t \times 2(R-d/2)) \\
 &= 77583,11 / (70 \times (2(150) - 90/2)) \\
 &= 5,28 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 51,8 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_y &= 30000 \text{ psi} \\
 &= 21,09 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 206,82 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Max allowable shear stress} &= 0,4 F_y \\
 &= 8,43 \text{ Kg/mm}^2 = 82,72 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Nilai *maximum allowable shear stress* > daripada nilai *shear stress* pada *pin hole* , maka "ACCEPTABLE"

- *Bending stress at welding*

$$\begin{aligned}
 \sigma_b &= (f_L \times H \times 6) / ((t + 2a) \times (W+a)^2) - (t \times W^2) \\
 &= (52751,26 \times 350 \times 6) / [((70+(2 \times 31,81)) \times (700+31,81)^2) - [70 \times 700^2]] \\
 &= 4,37 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 42,9 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_y &= 30000 \text{ psi} \\
 &= 21,09 \text{ Kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

$$= 206,82 \text{ Mpa}$$

$$\text{Max allowable bending stress} = 0,66 \text{ Fy}$$

$$= 13,09 \text{ Kg/mm}^2 = 136,5 \text{ Mpa}$$

Nilai *maximum allowable bending stress* > daripada nilai *bending stress* pada *welding*, maka “ACCEPTABLE”

- *Shear stress at welding*

$$\tau_{s1} = F/A$$

$$= f_L / [(t + 2a)(W+a) - (t \times W)]$$

$$= 52751,26 / [(70 + 2 \times 31,81)(700+31,81) - (70 \times 700)]$$

$$= 1,08 \text{ Kg/mm}^2$$

$$= 10,6 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{s2} = F/A$$

$$= fr / (t + 2W)(a)$$

$$= 77583,11 / (70 + 2 \times 700) \times 31,81$$

$$= 1,66 \text{ Kg/mm}^2$$

$$= 16,3 \text{ Mpa}$$

$$\text{Fy} = 30000 \text{ psi}$$

$$= 21,09 \text{ Kg/mm}^2$$

$$= 206,82 \text{ Mpa}$$

$$\text{Max allowable shear stress} = 0,4 \text{ Fy}$$

$$= 8,43 \text{ Kg/mm}^2 = 82,72 \text{ Mpa}$$

Nilai *maximum allowable shear stress* > daripada nilai *shear stress* pada *welding*, maka “ACCEPTABLE”

- *Tensile stress at welding*

$$\sigma_{t1} = F/A$$

$$= fr / (t+2W)(a)$$

$$= 77583,11 / (70 \times 2 \times 700) (31,81)$$

$$= 1,66 \text{ Kg/mm}^2$$

$$= 16,3 \text{ Mpa}$$

$$\text{Fy} = 30000 \text{ psi}$$

$$= 21,09 \text{ Kg/mm}^2$$

$$= 206,82 \text{ Mpa}$$

$$\text{Max allowable tensile stress} = 0,6 \text{ Fy}$$

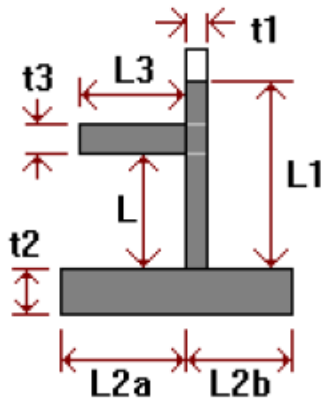
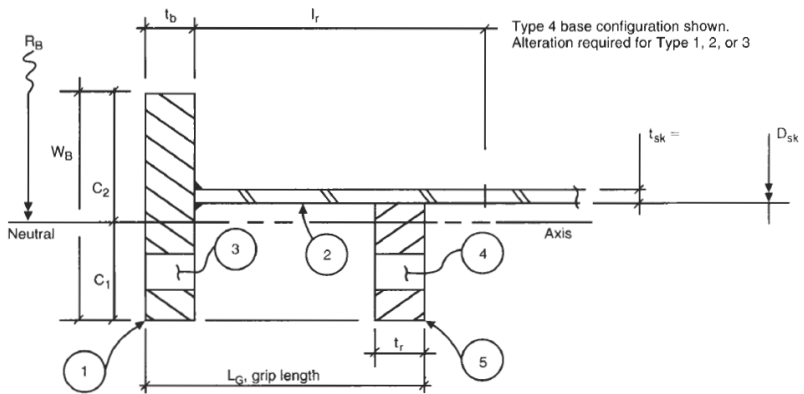
$$= 12,65 \text{ Kg/mm}^2 = 124,09 \text{ Mpa}$$

Nilai *maximum allowable tensile stress* >

daripada nilai *tensile stress* pada *welding*, maka “ACCEPTABLE”

c. Memodelkan dan analisa local stress pada Base Ring

Pada Gambar 3.5 merupakan gambar desain base ring tipe 4 yang akan di analisa dalam penelitian ini. Desain ini di dapatkan dari Report software compress. Besar dimensi dan keterangan desain ditunjukkan dalam tabel 3.4.



Gambar 3.6 Desain Base Ring
(Sumber: dokumentasi pribadi, 2020)

Tabel 3.4 Dimensi desain base ring

Simbol Gambar 1	Simbol Gambar 2	Keterangan	Dimensi
	L	jarak base atas dan base bawah	= 282 mm
t_b	t_2	tebal <i>base</i> bawah	= 36 mm
	L_{2a}	lebar <i>base</i> bawah (a)	= 125 mm
	L_{2b}	lebar <i>base</i> bawah (b)	= 52,5 mm
W_b	$L_2 = L_{2a} + L_{2b}$	lebar <i>base</i> bawah	= 177,5 mm
t_r	t_3	tebal <i>base</i> atas	= 32 mm
	L_3	lebar <i>base</i> atas	= 175 mm
$D_{sk} = (I_d + (2t_1))$		diameter skirt	= 5252 mm
L_G		panjang grip	= 350 mm
t_{sk}	t_1	tebal <i>skirt</i>	= 26 mm
$I_r = (L_G - t_2) + 0,55(D_{sk} t_1)^{0,5}$	L_1	tinggi <i>base</i>	= 517,24 mm

Analisis local stress pada komponen base ring meliputi analisa *bending* dan *shear stress*, analisa *tension stress* dan *critical buckling stress* pada desain *base ring* dengan penambahan *strut*.

Analisa *bending stress* dan *tangensial shear stress* memerlukan nilai *moment*, dan *tangensial load* seperti ditunjukkan pada gambar (2.13) sebelumnya. Nilai *moment* memerlukan nilai radius pada *neutral axis*, karena pada posisi ini dapat didefinisikan sebagai garis yang melewati titik nilai tegangan dan regangan bernilai nol. Menentukan *neutral axis* pada C_1 dan C_2 dengan rumus dengan menggunakan table dibawah ini:

Tabel 3.5 Perhitungan mencari neutral axis pada desain base ring

SEC	AREA (A) (mm ²)	CG (Y) (mm)	Y ² (mm ²)	AY (mm ²)	AY ² (mm ³)	Io (mm ⁴)
1	13448,24	138,00	19044,00	1855857,12	256108282,56	757584,19
2	6390,00	88,75	7876,56	567112,50	50331234,38	690120,00
3	5600,00	37,50	1406,25	210000,00	7875000,00	477866,67
	25438,24			2632969,62	314314516,94	1925570,85

Dari tabel diatas, persamaan (2.8) sampai (2.12) digunakan dalam perhitungan dibawah ini:

$$C_1 = \frac{2632969,62}{25438,24} = 103,5 \text{ mm}$$

$$C_2 = 177,5 - 103,5 = 74 \text{ mm}$$

dan untuk mencari Inersia base ring pada neutral axis

$$I = 314314516,94 + 1925570,85 - (103,5 \times 2632969,62) = 43716162,4 \text{ mm}^4$$

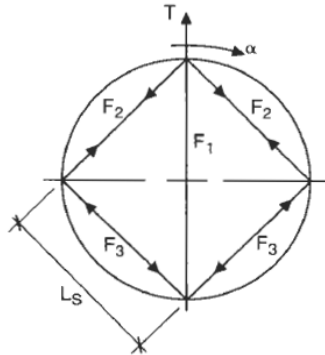
Radius nautral axis

$$R_b = \left(\frac{5147}{2} \right) + 74 = 2647,5 \text{ mm}$$

Modulus section

$$Z = \frac{43716162,4}{103,5} = 422360,45 \text{ mm}^3$$

(1) Penambahan Strut 4 poin



Gambar 3.7 Desain Strut 4 poin

Gambar base ring dengan penambahan strut 4 poin ditunjukkan pada gambar diatas. Dengan nilai diameter skirt sebesar 5200 mm dan panjang L_s sebesar 3677 mm.

Tabel 3.6 Perhitungan *moment* dan *tangensial load* pada desain *base ring* dengan penambahan *strut* 4 poin

ANGLE (a)	K_r	K_T	T (Kg)	$M = K_r T R_B$ (Kg.mm)	$T_t = K_T T$ (Kg)
0	0,0093	-0,1156	77583,11	1898175,414	-8968,607553
10	0,0012	-0,1188	77583,11	244925,8599	-9216,873507
20	-0,0033	-0,1089	77583,11	-673546,1146	-8448,800714
30	-0,0045	-0,0867	77583,11	-918471,9745	-6726,455665
40	-0,0031	-0,0534	77583,11	-632725,138	-4142,938091
50	-0,0001	-0,0112	77583,11	-20410,48832	-868,9308356
60	0,0033	0,0376	77583,11	673546,1146	2917,124948
70	0,0055	0,0901	77583,11	1122576,858	6990,23824
80	0,0049	0,1431	77583,11	1000113,928	11102,14309
90	0	0,1935	77583,11	0	15012,33185
100	-0,0049	-0,1431	77583,11	-1000113,928	-11102,14309
110	-0,0055	-0,0901	77583,11	-1122576,858	-6990,23824

120	-0,0033	-0,0376	77583,11	-673546,1146	-2917,124948
130	0,0001	0,0112	77583,11	20410,48832	868,9308356
140	0,0031	0,0534	77583,11	632725,138	4142,938091
150	0,0045	0,0867	77583,11	918471,9745	6726,455665
160	0,0033	0,1089	77583,11	673546,1146	8448,800714
170	-0,0012	0,1188	77583,11	-244925,8599	9216,873507
180	-0,0093	0,1156	77583,11	-1898175,414	8968,607553

Kemudian analisis dilakukan dengan membandingkan bending serta shear stress dengan allowable stress sesuai dengan persamaan (2.4) dan (2.5).

Moment maksimum = 1898175,414 Kg.mm

Tangensial load maksimum = 15012,33 Kg

Modulus section (Z) = 422360,45 mm³

Radius neutral axis = 2647,5 mm

tb = 36 mm

tr = 32 mm

- *Bending stress*

Bending stress pada base ring yaitu

$$\sigma_b = \frac{1898175,414}{422360,45} = 4,49 \text{ Kg/mm}^2 = 44 \text{ Mpa}$$

Allowable bending stress

$$\sigma_{all} = 13,09 \text{ Kg/mm}^2 = 136,5 \text{ Mpa}$$

Nilai *maximum allowable bending stress* > daripada nilai *bending stress pada base ring*, maka "ACCEPTABLE"

- *Tangensial Shear Stress*

Tangensial shear stress pada base ring yaitu

$$\sigma_s = \frac{15012,33}{2 \times 3,14 \times 2647,5 \times (36 + 32)} = 0,01 \text{ Kg/mm}^2 = 0,098 \text{ Mpa}$$

Allowable shear stress

$$\sigma_{all} = 8,43 \text{ Kg/mm}^2 = 82,72 \text{ Mpa}$$

Nilai *maximum allowable shear stress* > daripada nilai *shear stress pada base ring*, maka "ACCEPTABLE"

Analisa *tension stress* digunakan untuk memilih ukuran *H-beam* yang digunakan untuk *strut* pada *base*

ring. Analisa ini membandingkan *tension stress* pada *H-beam* dengan *allowable stress* pada *strut*. Berikut adalah besar gaya yang bekerja pada *strut* tipe 4 poin :

$$\begin{aligned}
 F1 &= 0.5 T \\
 &= 38791,56 \quad \text{Kg} \\
 F2 &= -0.273 T \\
 &= -21180,19 \quad \text{Kg} \\
 F3 &= 0.273 T \\
 &= 21180,19 \quad \text{Kg}
 \end{aligned}$$

- *Allowable tension stress*

$$\begin{aligned}
 F_y &= 30000 \text{ psi} \\
 &= 21,09 \text{ Kg/mm}^2 \\
 &= 206,82 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Max allowable tension stress} &= 0,6 F_y \\
 &= 12,65 \text{ Kg/mm}^2 = 124,09 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Nilai *maximum allowable tension stress* > daripada nilai *tension stress* pada *strut* , maka “*ACCEPTABLE*”.

Maka, hasil pemilihan *H-beam* ditunjukkan pada tabel dibawah ini:

Tabel 3.7 Penentuan Ukuran *H-Beam* untuk *strut* 4 poin

<i>Sectional Dimension</i>										<i>Tension Stress</i> $FT = F3/A$	<i>Allowable Tension Stress</i>	<i>Result</i>
d	x	bf	tw	tf	r1	Sec.of		Unit Weight kg/m	Kg/mm ²	Kg/mm ²		
						Area cm ²	Area mm ²					
H 200	x	100	5,5	8,0	11,0	27,2	2716,00	21,32	7,80	15,31	ACC	
H 200	x	200	8,0	12,0	13,0	63,5	6353,00	49,87	3,33	15,31	ACC	
H 250	x	125	6,0	9,0	12,0	37,7	3766,00	29,56	5,62	15,31	ACC	
H 250	x	250	9,0	14,0	16,0	92,2	9218,00	72,36	2,30	15,31	ACC	

<i>Sectional Dimension</i>										<i>Tension Stress FT = F1/A</i>	<i>Allowable Tension Stress</i>	<i>Result</i>
d	x	bf	tw	tf	r1	Sec.of		Unit Weight kg/m				
						Area cm ²	Area mm ²					
mm		mm	mm	mm	mm	cm ²	mm ²	kg/m	Kg/mm ²	Kg/mm ²		
H 200	x	100	5,5	8,0	11,0	27,2	2716,00	21,32	7,80	15,31	ACC	
H 200	x	200	8,0	12,0	13,0	63,5	6353,00	49,87	3,33	15,31	ACC	
H 250	x	125	6,0	9,0	12,0	37,7	3766,00	29,56	5,62	15,31	ACC	
H 250	x	250	9,0	14,0	16,0	92,2	9218,00	72,36	2,30	15,31	ACC	

- *Critical buckling stress per AISC*

Untuk mencari *critical buckling stress* pada strut dengan material A-36 dan tipe *H-beam H200x100*, yaitu memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$F_y = 25.52 \frac{Kg}{mm}$$

$$L_s = 3677 \text{ mm}$$

$$A = 2716 \text{ mm}^2$$

$$I_x = 18400000 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 1340000 \text{ mm}^4$$

$$r_x = 82,31 \text{ mm}$$

$$r_y = 22,21 \text{ mm}$$

Hasil *critical buckling stress* sesuai dengan persamaan (2.13) dan (2.14) yaitu:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times 3,14^2}{25,52}} = 0,88$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\left[\left(1 - \frac{0,5 \times \frac{3677^4}{I}}{\times 0,88^2} \right) \right] \times 25,52}{\left(\frac{8}{3} \right) + \left(\frac{3 \times 0,5 \times \frac{3677}{I}}{\times 0,88} \right) - \left(\frac{0,5 \times \frac{3677}{I}}{\times 0,88^3} \right)} =$$

$$\sigma_{cr} = (\text{using } r = r_x) = 461 \text{ Kg/mm}^2$$

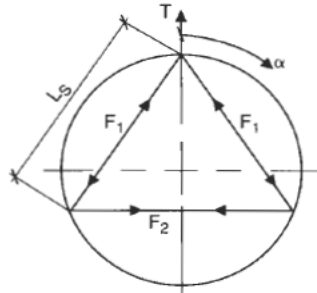
$$\sigma_{cr} = (\text{using } r = r_y) = 48 \text{ Kg/mm}^2$$

Actual compression stress yaitu

$$\sigma_{act} = \frac{F_2}{A} = \frac{-2118,19}{2716} = -7,8 \text{ Kg/mm}$$

Nilai *actual compression stress* < nilai *critical buckling* pada *base ring* dengan tambahan *strut* tipe 4 poin, maka desain ini “DITERIMA”

(2) Penambahan strut 3 poin

Gambar 3.8 Desain *Strut* 3 poin

Gambar *base ring* dengan penambahan strut 4 poin ditunjukkan pada gambar diatas. Dengan nilai diameter *skirt* sebesar 5200 mm dan panjang L_s sebesar 4503 mm.

Tabel 3.8 Perhitungan *moment* dan *tangensial load* pada desain *base ring* dengan penambahan *strut* 3 poin

deg (a)	K_r	K_T	T (Kg)	$M = K_r T R_B$ (Kg.mm)	$T_t = K_T T$ (Kg)
0	-0,0229	0,1651	77583,11	-4674001,826	12808,97151
10	-0,0067	0,1764	77583,11	-1367502,718	13685,66066
20	-0,0042	0,1729	77583,11	-857240,5095	13414,11978
30	-0,0098	0,1551	77583,11	-2000227,855	12033,14041
40	-0,0107	0,1242	77583,11	-2183922,25	9635,822302
50	0,0078	0,0821	77583,11	1592018,089	6369,573358
60	0,0025	0,0313	77583,11	510262,208	2428,351353
70	0,0037	-0,0252	77583,11	755188,0679	-1955,09438
80	-0,0092	-0,0643	77583,11	-1877764,926	-4988,593994
90	-0,0121	-0,1425	77583,11	-2469669,087	-11055,59322
100	-0,0107	-0,1963	77583,11	-2183922,25	-15229,56456
110	-0,0033	-0,2425	77583,11	-673546,1146	-18813,90425

120	-0,0114	-0,2781	77583,11	-2326795,669	-21575,86298
130	0,01	0,0661	77583,11	2041048,832	5128,243592
140	0,0066	0,0234	77583,11	1347092,229	1815,444782
150	0,0024	-0,0026	77583,11	489851,7197	-201,7160868
160	-0,0015	-0,0399	77583,11	-306157,3248	-3095,566102
170	-0,0041	-0,0569	77583,11	-836830,0212	-4414,478977
180	-0,0051	-0,0626	77583,11	-1040934,904	-4856,702706

Kemudian analisis dilakukan dengan membandingkan *bending* serta *shear stress* dengan *allowable stress* sesuai dengan persamaan (2.4) dan (2.5).

Moment maksimum = 2041048,832 Kg.mm

Tangensial load maksimum = 21575,86298 Kg

Modulus section (Z) = 422360,45 mm³

Radius neutral axis = 2647,5 mm

tb = 36 mm

tr = 32 mm

- *Bending stress*

Bending stress pada *base ring* yaitu

$$\sigma_b = \frac{2041048,832}{422360,45} = 4,83 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 47,36 \text{ Mpa}$$

Allowable bending stress

$$\sigma_{all} = 13,29 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} = 130,33 \text{ Mpa}$$

Nilai *maximum allowable bending stress* > daripada nilai *bending stress* pada *base ring*, maka "ACCEPTABLE"

- *Tangensial Shear Stress*

Tangensial shear stress pada *base ring* yaitu

$$\sigma_s = \frac{21575,86298}{2 \times 3,14 \times 2647,5 \times (36+32)} = 0,02 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 0,2 \text{ Mpa}$$

Allowable shear stress

$$\sigma_{all} = 8,44 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} = 82,76 \text{ Mpa}$$

Nilai *maximum allowable shear stress* > nilai *shear stress* pada *base ring*, maka "ACCEPTABLE"

Analisa *tension stress* digunakan untuk memilih ukuran *H-beam* yang digunakan untuk *strut* pada *base*

ring. Analisa ini membandingkan *tension stress* pada *H-beam* dengan *allowable stress* pada *strut*. Berikut adalah besar gaya yang bekerja pada *strut* 3 poin :

$$\begin{aligned} F1 &= 0,453 \text{ T} \\ &= 35145,15 \text{ Kg} \\ F2 &= -0,329 \text{ T} \\ &= -25524,84 \text{ Kg} \end{aligned}$$

- *Allowable tension stress*

$$\begin{aligned} F_y &= 30000 \text{ psi} \\ &= 21,09 \text{ Kg/mm}^2 \\ &= 206,82 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Max allowable tension stress} &= 0,6 F_y \\ &= 12,65 \text{ Kg/mm}^2 = 124,09 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Nilai *maximum allowable tension stress* > nilai *tension stress* pada *strut*, maka "ACCEPTABLE".

Maka, hasil pemilihan H beam ditunjukkan pada tabel dibawah ini:

Tabel 3.9 Penentuan Ukuran *H-Beam* untuk *strut* 3 poin

Sectional Dimension										Tension Stress FT = F1/A Kg/mm ²	Allowable Tension Stress Kg/mm ²	Result
d	x	bf	tw	tf	r1	Sec.of		Unit Weight kg/m				
						Area cm ²	Area mm ²					
H 200	x	100	5,5	8,0	11,0	27,2	2716,00	21,32	7,80	15,31	ACC	
H 200	x	200	8,0	12,0	13,0	63,5	6353,00	49,87	3,33	15,31	ACC	
H 250	x	125	6,0	9,0	12,0	37,7	3766,00	29,56	5,62	15,31	ACC	
H 250	x	250	9,0	14,0	16,0	92,2	9218,00	72,36	2,30	15,31	ACC	

Sectional Dimension										Tension Stress FT = F2/A Kg/mm ²	Allowable Tension Stress Kg/mm ²	Result
d	x	bf	tw	tf	r1	Sec.of		Unit Weight kg/m				
						Area cm ²	Area mm ²					
H 200	x	100	5,5	8,0	11,0	27,2	2716,00	21,32	7,80	15,31	ACC	
H 200	x	200	8,0	12,0	13,0	63,5	6353,00	49,87	3,33	15,31	ACC	
H 250	x	125	6,0	9,0	12,0	37,7	3766,00	29,56	5,62	15,31	ACC	
H 250	x	250	9,0	14,0	16,0	92,2	9218,00	72,36	2,30	15,31	ACC	

- *Critical buckling stress per AISC*

Untuk mencari *critical buckling stress* pada *strut* dengan material A-36 dan tipe *H-beam* H300x300, yaitu memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$F_y = 25.52 \frac{Kg}{mm}$$

$$L_s = 4503 \text{ mm}$$

$$A = 2716 \text{ mm}^2$$

$$I_x = 18400000 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 1340000 \text{ mm}^4$$

$$r_x = 82,31 \text{ mm}$$

$$r_y = 22,21 \text{ mm}$$

Hasil *critical buckling stress* sesuai dengan persamaan (2.13) dan (2.14) yaitu:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times 3,14^2}{25,52}} = 0,88$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\left[\left(1 - \frac{0,5 \times 4503^2}{2 \times r^2} \times 0,88^2 \right) \right] \times 25,52}{\left(\frac{5}{3} \right) + \left(\frac{3 \times 0,5 \times 4503}{8 \times r} \times 0,88 \right) - \left(\frac{0,5 \times 4503}{8 \times r} \right)^3 \times 0,88^3}$$

$$\sigma_{cr} = (\text{using } r = r_x) = 542 \text{ Kg/mm}^2$$

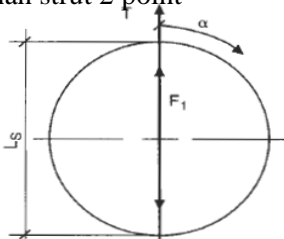
$$\sigma_{cr} = (\text{using } r = r_y) = 39 \text{ Kg/mm}^2$$

Actual compression stress yaitu

$$\sigma_{act} = \frac{F_2}{A} = \frac{-2118,19}{2716} = -7,8 \text{ Kg/mm}$$

Nilai *actual compression stress* < nilai *critical buckling* pada *base ring* dengan tambahan *strut* tipe 3 poin, maka desain ini DITERIMA.

(3) Penambahan strut 2 point

Gambar 3.9 Desain *Strut 2 point*

Gambar *base ring* dengan penambahan strut 4 poin ditunjukkan pada gambar diatas. dengan nilai diameter *skirt* sebesar 5200 mm dan panjang L_s sebesar 5200 mm.

$$\begin{aligned}
 F_1 &= 0.5 T \\
 &= 38791,56 \quad \text{Kg}
 \end{aligned}$$

Tabel 3.10 Perhitungan *moment* dan *tangensial load* pada desain *base ring* dengan penambahan *strut 2 poin*

deg (a)	K_r	K_T	T (Kg)	$M = K_r T R_B$ (Kg.mm)	$T_t = K_T T$ (Kg)
0	0,0795	-0,2387	77583,11	16226338,22	-18519,08843
10	0,0398	-0,2736	77583,11	8123374,352	-21226,73898
20	0,0043	-0,2908	77583,11	877650,9978	-22561,16848
30	-0,0145	-0,29	77583,11	-2959520,807	-22499,10199
40	-0,0284	-0,2721	77583,11	-5796578,683	-21110,36432
50	-0,0335	-0,2385	77583,11	-6837513,588	-18503,57181
60	-0,0324	-0,1915	77583,11	-6612998,216	-14857,16563
70	-0,025	-0,1338	77583,11	-5102622,08	-10380,62016
80	-0,0136	-0,0688	77583,11	-2775826,412	-5337,71799
90	0	0	77583,11	0	0
100	0,0135	0,0688	77583,11	2755415,923	5337,71799
110	0,025	0,1338	77583,11	5102622,08	10380,62016

120	0,0324	0,1915	77583,11	6612998,216	14857,16563
130	0,0335	0,2385	77583,11	6837513,588	18503,57181
140	0,0284	0,2721	77583,11	5796578,683	21110,36432
150	0,0145	0,29	77583,11	2959520,807	22499,10199
160	-0,0083	0,2908	77583,11	-1694070,531	22561,16848
170	-0,0398	0,2736	77583,11	-8123374,352	21226,73898
180	-0,0795	0,2387	505508,00	-105725895	120664,7596

Kemudian analisis dilakukan dengan membandingkan *bending* serta *shear stress* dengan *allowable stress* sesuai dengan persamaan (2.4) dan (2.5).

Moment maksimum = 16226338,22 Kg.mm

Tangensial load maksimum = 22561,16848 Kg

Modulus section (Z) = 422360,45 mm³

Radius neutral axis = 2647,5 mm

tb = 36 mm

tr = 32 mm

- *Bending stress*

Bending stress pada base ring yaitu

$$\sigma b = \frac{16226338,22}{422360,45} = 38,42 \frac{Kg}{mm^2} = 376,8 Mpa$$

Allowable bending stress

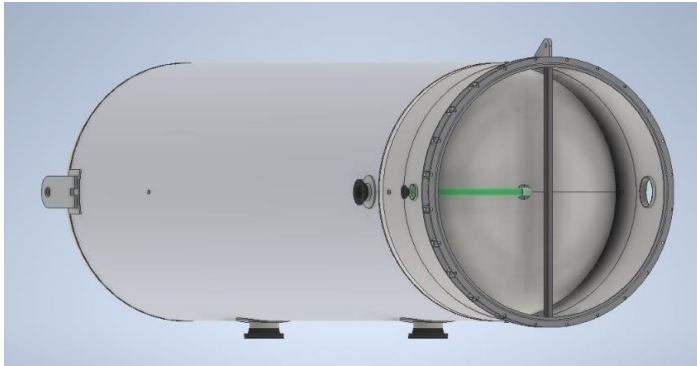
$$\sigma all = 13,29 \frac{Kg}{mm} = 130,33 Mpa$$

Nilai *maximum allowable bending stress* < daripada nilai *bending stress* pada *base ring* , maka "UNACCEPTABLE"

Hal ini yang menyebabkan analisis perhitungan pada desain penambahan sturt 2 poin tidak dilanjutkan dan desain ini "TIDAK DITERIMA"

3.4 Simulasi

Proses simulasi *pressure vessel* menggunakan desain 3D *full vessel*. Desain dan material mangacu pada hasil *Report software Compress* yang telah disediakan sebelumnya. Contoh hasil desain 3D menggunakan strut 2 poin ditunjukkan pada gambar dibawah ini:



Gambar 3.10. Desain dengan tambahan strut 2 poin untuk simulasi

Berikut adalah rincian untuk simulasi:

a. Material

Material untuk desain ditunjukkan pada *Lampiran 1*

b. Contact

Contact yang digunakan yaitu *automatic contact*

c. Constrain

Constrain yang digunakan yaitu *Fix constrain* terdapat pada lubang Tailing lug dan lubang Lifting lug

d. Load

Load yang digunakan yaitu *Gravity (G)* terdapat pada lubang *CG* sebesar 9810 mm/s^2 disesuaikan dengan sudut pada *pressure vessel*.

3.5 Meshing

Untuk mencapai meshing yang baik dan hasil simulasi terbaca sempurna. *Meshing* dilakukan secara 2 tahap yaitu *automatic setting* dan *manual setting*. *Automatic setting* merupakan meshing yang dapat dilakukan tanpa merubah

seetingan sebelumnya yang telah disediakan. Selanjutnya dengan merubah nilai pada *manual setting*, memudahkan untuk memilih nilai yang stabil. nilai yang stabil menunjukkan hasil yang convergen. Berikut adalah tampilan dari *manual setting* :

- *Average element size* yaitu jarak rata-rata antara node element mesh. Memberikan nilai yang lebih kecil akan menghasilkan elemen dan node yang lebih banyak. Direkomendasikan nilai 0,1-0,05
- *Minimum element size* yaitu jarak minimum antara node element mesh. Memberikan nilai kecil akan meningkatkan jumlah element secara signifikan namun akan meningkatkan kualitas meshing. Direkomendasikan nilai 0,1-0,2
- *Grading factor* yaitu rasio maksimum jarak antara daerah kasar dan halus. Misal dengan memberikan nilai 1,5 artinya membatasi panjang elemen hingga 1,5 kali panjang element yang berdekatan. Memberikan nilai yang lebih kecil dapat memberikan nilai mesh yang seragam. Nilai antara 1-10 namun derekomendasikan 1,5-3
- *Minimum turn angle* yaitu maksimum sudut element. Direkomendasikan nilai 30-60 derajat

3.6 Uji Convergensi

Cara menentukan convergen pada desain software Inventor yaitu

- a. Menentukan *meshing* pada *Automatic setting*
- b. Menentukan *meshing* pada *Manual setting*
- c. Tentukan titik *probe* pada node sebagai titik uji
- d. Beri nilai *Avg Elemen Size* sebagai variabel
- e. Jika nilai titik *probe* stabil/linear, maka hal ini dapat dikatakan convergen.

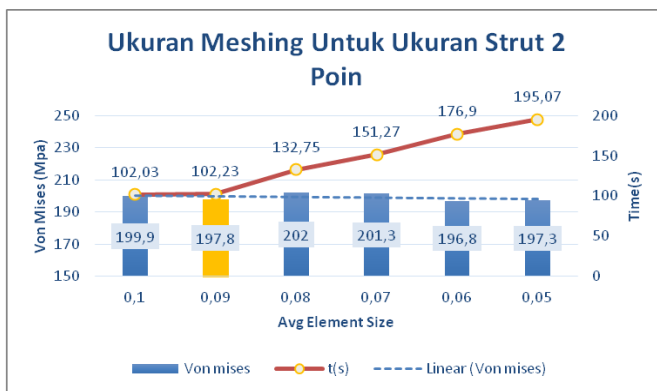
3.7 Validasi

Pada saat uji convergensi, percobaan dilakukan dengan mengambil 6 sampel nilai *Avg Element Size*. Untuk mengetahui apakah nilai yang dipilih convergen, probe/titik uji di tampilkan pada titik maksimum von mises. Apabila nilai von mises pada probe stabil di setiap sampel, maka hal ini dapat dikatakan convergen. Selain itu hal ini juga dipilih

berdasarkan nilai waktu, yang mana semakin kecil nilai Avg element size maka waktu yang dibutuhkan akan semakin lama. Dengan waktu yang lebih singkat akan memberikan simulasi yang efisien.

Berikut hasil validasi konvergensi pada setiap desain:

- Validasi hasil Konvergensi pada desain menggunakan strut 2 poin

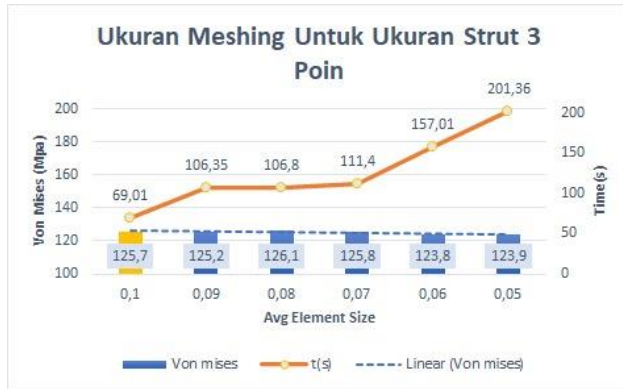


Gambar 3.14. Ukuran meshing untuk strut 2 poin

Pada Gambar.3.14, sampel *Avg Element Size* yang digunakan yaitu dari 0,1-0,05. Dari sampel ini dihasilkan tegangan von mises pada titik uji linear. Maka untuk memilih ukuran avg element size yang sesuai juga dapat dilakukan dengan memilih waktu yang paling cepat.

Dengan memberikan titik uji pada titik maksimum von mises sampel *Avg Element Size* 0,09, hasil von mises 197,8 Mpa sering muncul di titik akhir pada sampel 0,06 dan 0,05. Selain itu, dengan nilai yang sama, 0,09 dipilih berdasarkan waktu yang lebih cepat dari nilai pembandingnya. Maka hal ini dapat dikatakan konvergen.

- b. Validasi hasil Convergenasi pada desain menggunakan strut 3 poin

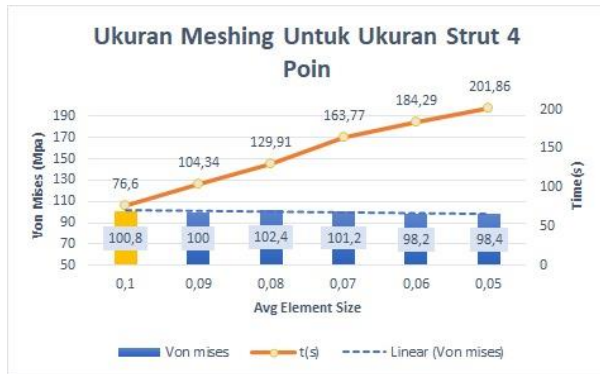


Gambar 3.15. Ukuran meshing untuk strut 3 poin

Pada Gambar.3.16, sampel *Avg Element Size* yang digunakan yaitu dari 0,1-0,05. Dari sampel ini dihasilkan tegangan von mises pada titik uji linear. Maka untuk memilih ukuran avg element size yang sesuai juga dapat dilakukan dengan memilih waktu yang paling cepat.

Dengan memberikan titik uji pada titik maksimum von mises sampel *Avg Element Size* 0,1, hasil von mises 125,7 Mpa merupakan hasil rata-rata yang sering muncul pada semua titik. Selain itu, dengan nilai yang sama, 0,1 dipilih berdasarkan waktu yang lebih cepat dari nilai pembandingnya. Maka hal ini dapat dikatakan convergen.

c. Validasi hasil Convergen pada desain menggunakan strut 4 poin



Gambar 3.16. Ukuran meshing untuk strut 4 poin

Pada Gambar.3.16, sampel *Avg Element Size* yang digunakan yaitu dari 0,1-0,05. Dari sampel ini dihasilkan tegangan von mises pada titik uji linear. Maka untuk memilih ukuran avg element size yang sesuai juga dapat dilakukan dengan memilih waktu yang paling cepat.

Dengan memberikan titik uji pada titik maksimum von mises sampel *Avg Element Size* 0,1, hasil von mises 100,8 Mpa merupakan hasil rata-rata yang sering muncul pada semua titik. Selain itu, dengan nilai yang sama, 0,1 dipilih berdasarkan waktu yang lebih cepat dari nilai pembandingnya. Maka hal ini dapat dikatakan convergen.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Simulasi Desain *Base Ring* dengan Tambahan *Strut 2* Poin

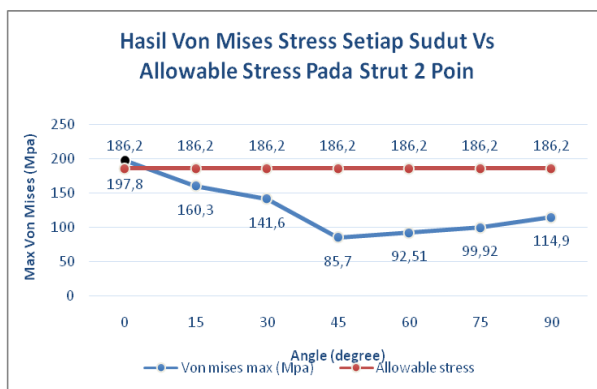
Tabel 4.1 Hasil *Displacement* dan *Von mises stress* pada Desain *Base Ring* dengan Tambahan *Strut 2* Poin

Degree	Von mises max (Mpa)	Letak von mises max	Displacement (mm)	Letak displacement
0	197,8	Base Lug	5,143	Ujung drain
15	160,3	Base Lug	4,347	Ujung drain
30	141,6	Base Lug	4,003	Ujung drain
45	85,7	Base Lug	3,297	Ujung drain
60	92,51	Lubang Lug	3,307	Ujung drain
75	99,92	Lubang Lug	3,481	Ujung drain
90	114,9	Lubang Lug	4,029	Ujung drain

Pada Tabel 4.1 menunjukkan hasil *displacement* dan *von mises stress* setiap sudut istimewa pada desain *full vessel* dengan tambahan *strut 2* poin H beam 200 x 100 mm. Pada tabel diatas menunjukkan letak *von mises* maksimumnya berpindah-pindah. Pada sudut 0-45 derajat, tegangan maksimum berada pada base lug, dengan nilai tegangan semakin menurun. Pada posisi 0-30 derajat adalah posisi cenderung horizontal, pembebanannya cenderung ke arah samping sehingga tegangan base lug menjadi tinggi. Pada posisi 45 derajat adalah posisi stabil, dikarenakan pembebanan seimbang pada titik tailing lug dan lifting lug, ditunjukkan hasil tegangan yang paling rendahh diantara sudut istimewa lainnya. Kemudian nilai tegangan naik kembali pada sudut 60-90 derajat, berada pada titik lubang *tailing lug*. Hal ini dikarenakan perubahan ke arah vertikal mengakibatkan beban kearah atas dan membuat beban pada lubang lug menjadi tinggi.

Hasil *displacement* maksimum terdapat pada ujung drain, dengan hasil makasimum sebesar 5,143 mm pada posisi horizontal. Hasil *displacement* juga membentuk kurva sejalan

dengan nilai tegangan. Pada posisi 0-45 derajat nilai displacemen turun dan posisi 60-90 derajat kembali naik.

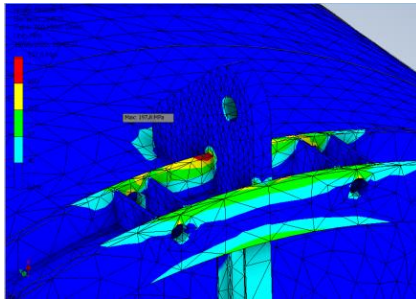


Gambar 4.1 Grafik Hasil *Von Mises Stress Vs Allowable Stress* pada Desain Basing dengan Tambahan Strut 2 Poin

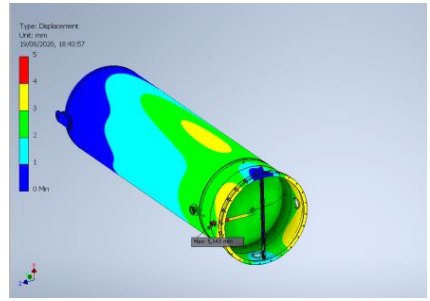
Untuk mendapatkan desain yang aman dan diterima, hasil *von mises stress* harus memenuhi nilai dibawah *allowable stress* atau nilai yang diijinkan. Nilai ijin tersebut di dapatkan dari $0,9$ *yield strength* material yang digunakan. Material pada titik kritis terdapat pada base ring dan tailing lug yaitu SA 283 Gr C dengan *yield strength* sebesar 206,84 Mpa, maka desain ini harus bernilai dibawah 186,2 Mpa.

Dari Gambar 4.1, nilai *allowable stress* ditunjukkan oleh garis berwarna merah, dan *von mises stress* setiap sudut ditunjukkan oleh garis berwarna biru. Apabila sebagian atau semua garis biru berada diatas garis merah artinya desain tidak aman dan begitu pula sebaliknya. Maka, desain basering dengan tambahan strut 2 poin tidak diterima atau desain tidak dapat digunakan karena nilai *von mises* pada derajat 0° berada diatas nilai *allowable stress*.

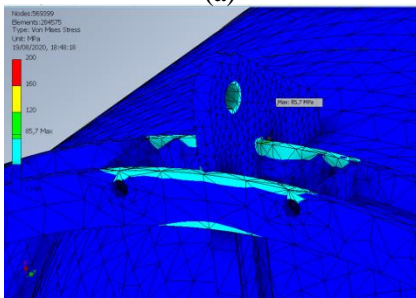
Berikut adalah tampilan hasil simulasi pada *basing* dengan tambahan strut 2 poin:



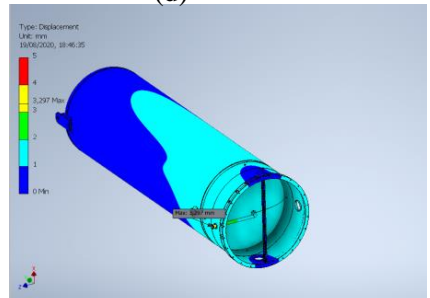
(a)



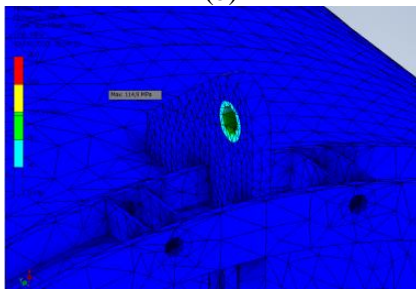
(d)



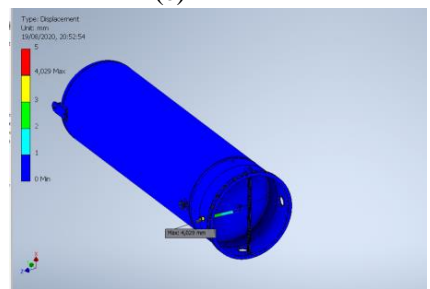
(b)



(e)



(c)



(f)

Gambar 4.2 Hasil Von mises stress pada basering dengan tambahan strut 2 poin dengan sudut (a)0° (b)45° (c)90° Hasil displacement pada basering dengan tambahan strut 2 poin dengan sudut (d)0° (e)45° (f)90°

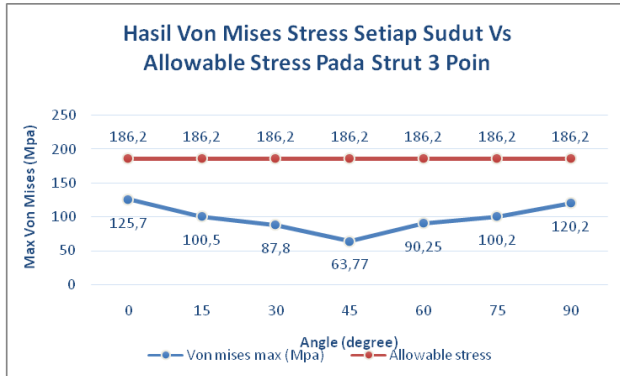
4.2 Hasil Simulasi Desain *Base Ring* dengan Tambahan *Strut 3* Poin

Tabel 4.2 Hasil *Displacement* dan *Von Mises Stress* pada Desain *Basing* dengan Tambahan *Strut 3* Poin

Degree	Von mises max (Mpa)	Letak von mises max	Displacement (mm)	Letak displacement
0	125,7	Base Lug	4,111	Ujung drain
15	100,5	Base Lug	3,504	Ujung drain
30	87,8	Base Lug	3,265	Ujung drain
45	63,77	Lubang Lug	2,893	Ujung drain
60	90,25	Lubang Lug	3,188	Ujung drain
75	100,2	Lubang Lug	3,41	Ujung drain
90	120,2	Lubang Lug	3,987	Ujung drain

Pada Tabel 4.2 menunjukkan hasil *displacement* dan *von mises stress* setiap sudut istimewa pada desain *full vessel* dengan tambahan *strut 3* poin H beam 200 x 100 mm. Pada tabel diatas menunjukkan letak *von mises* maksimumnya berpindah-pindah. Pada sudut 0-30 derajat, tegangan maksimum berada pada *base tailing lug*, dengan nilai tegangan semakin menurun. Pada posisi 0-30 derajat adalah posisi cenderung horizontal, pembebanannya cenderung ke arah samping sehingga tegangan *base tailing lug* menjadi tinggi. Pada posisi 45 derajat adalah posisi stabil, dikarenakan pembebanan seimbang pada titik *tailing lug* dan *lifting lug*, ditunjukkan hasil tegangan yang paling rendah diantara sudut istimewa lainnya. Kemudian nilai tegangan naik kembali pada sudut 60-90 derajat, berada pada titik Lubang *tailing lug*. Hal ini dikarenakan perubahan ke arah vertikal mengakibatkan beban kearah atas dan membuat beban pada lubang lug menjadi tinggi.

Hasil *displacement* maksimum terdapat pada ujung drain, dengan hasil maksimum sebesar 4,111 mm pada posisi horizontal. Hasil *displacement* juga membentuk kurva sejalan dengan nilai tegangan. Pada posisi 0-45 derajat nilai *displacement* turun dan posisi 60-90 derajat kembali naik.

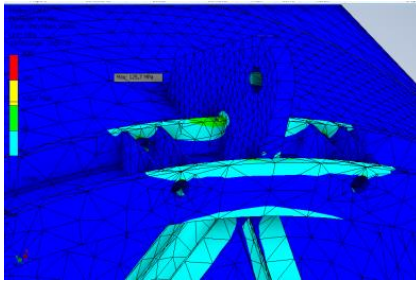


Gambar 4.3 Grafik Hasil Von Mises Stress Vs Allowable Stress pada Desain Base Ring dengan Tambahan Strut 3 Poin

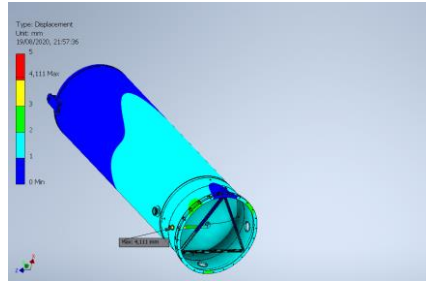
Untuk mendapatkan desain yang aman dan diterima, hasil *von mises stress* harus memenuhi nilai dibawah *allowable stress* atau nilai yang diijinkan. Nilai ijin tersebut di dapatkan dari $0,9$ *yield strength* material yang digunakan. Material pada titik kritis terdapat pada *base ring* dan *tailing lug* yaitu SA 283 Gr C dengan *yield strength* sebesar 206,84 Mpa, maka desain ini harus bernilai dibawah 186,2 Mpa.

Dari Gambar 4.3, nilai *allowable stress* ditunjukkan oleh garis berwarna merah, dan *von mises stress* setiap sudut ditunjukkan oleh garis berwarna biru. Apabila sebagian atau semua garis biru berada diatas garis merah artinya desain tidak aman dan begitu pula sebaliknya. Maka, desain basering dengan tambahan *strut* 3 poin diterima atau desain dapat digunakan karena nilai *von mises* pada berada dibawah nilai *allowable stress*.

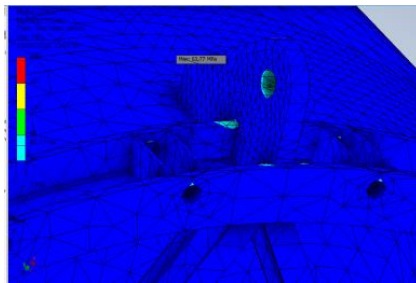
Berikut adalah tampilan hasil simulasi pada *basing* dengan tambahan *strut* 3 poin:



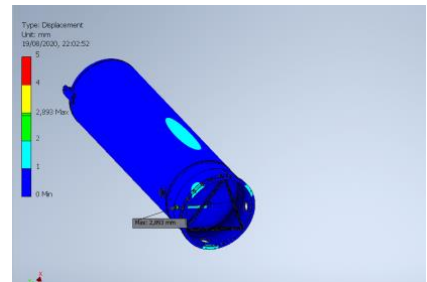
(a)



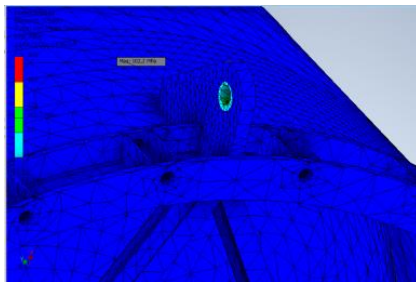
(d)



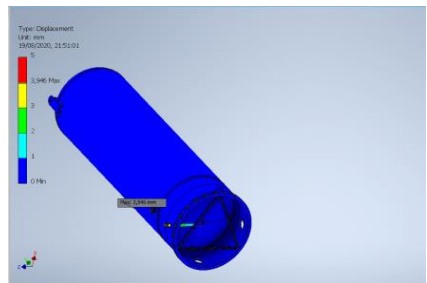
(b)



(e)



(c)



(f)

Gambar 4.4 Hasil Von mises stress pada basering dengan tambahan strut 3 poin dengan sudut (a) 0° (b) 45° (c) 90°
 Hasil displacement pada basering dengan tambahan strut 3 poin dengan sudut (d) 0° (e) 45° (f) 90°

4.3 Hasil Simulasi Desain *Basering* dengan Tambahan *Strut* 4 Poin

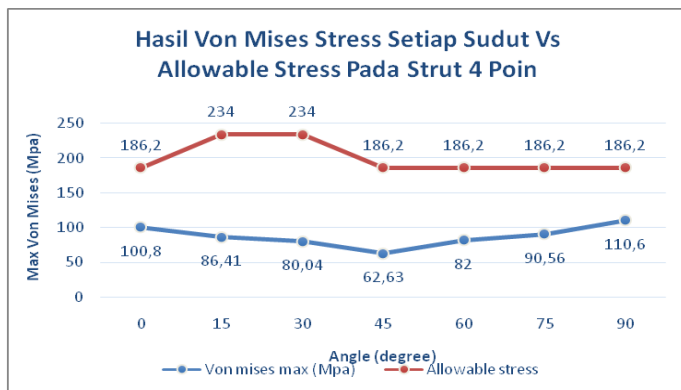
Tabel 4.3 Hasil *Displacement* dan *Von mises stress* pada desain *basering* dengan tambahan *strut* 4 poin

Degree	Von mises max (Mpa)	Letak von mises max	Displacement (mm)	Letak displacement
0	100,8	Base Lug	3,796	Ujung drain
15	86,41	Lifting Lug Pad	3,251	Ujung drain
30	80,04	Lifting Lug Pad	3,043	Ujung drain
45	62,63	Lubang Lug	2,821	Ujung drain
60	82	Lubang Lug	3,23	Ujung drain
75	90,56	Lubang Lug	3,478	Ujung drain
90	110,6	Lubang Lug	4,086	Ujung drain

Pada Tabel 4.3 menunjukkan hasil *displacement* dan *von mises stress* setiap sudut istimewa pada desain *full vessel* dengan tambahan *strut* 3 poin H beam 200 x 100 mm. Pada tabel diatas menunjukkan letak *von mises* maksimumnya berpindah-pindah. Pada sudut 0 derajat, tegangan maksimum berada pada *base tailing lug*, dengan nilai tegangan maksimum 100,8 Mpa. Kemudian pada posisi 15-30 derajat, tegangan maksimum von mises berpindah pada titik *Lifting lug pad* dengan nilai 86,41 Mpa dan 80,04 Mpa. Posisi ini adalah posisi cenderung horizontal, pembebanannya cenderung ke arah samping, namun karena *strut* 4 poin lebih rigid dari *strut* 2 dan 3 poin sebelumnya, maka posisi nya berpindah ke *tailing lug pad*. Pada posisi 45 derajat adalah posisi stabil, dikarenakan pembebanan seimbang pada titik *tailing lug* dan *lifting lug*, ditunjukkan hasil tegangan yang paling rendah diantara sudut istimewa lainnya. Kemudian nilai tegangan naik kembali pada sudut 60-90 derajat, berada pada titik Lubang Lug. Hal ini dikarenakan perubahan ke arah vertikal mengakibatkan beban kearah atas dan membuat beban pada lubang lug menjadi tinggi.

Hasil *displacement* maksimum terdapat pada ujung drain, dengan hasil maksimum sebesar 4,086 mm pada posisi vertikal. Hasil *displacement* juga membentuk kurva sejalan

dengan nilai tegangan. Pada posisi 0-45 derajat nilai displacemen turun dan posisi 60-90 derajat kembali naik.

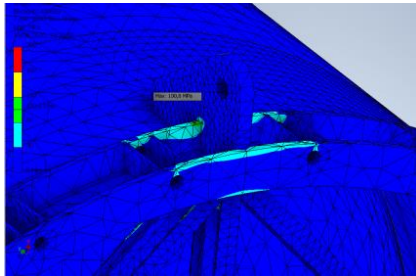


Gambar 4.5 Grafik Hasil Von mises stress Vs Allowable stress pada desain basering dengan tambahan strut 3 poin

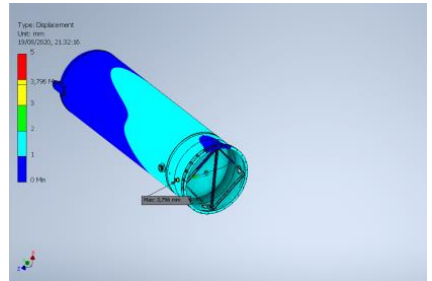
Untuk mendapatkan desain yang aman dan diterima, hasil *von mises stress* harus memenuhi nilai dibawah *allowable stress* atau nilai yang diijinkan. Nilai ijin tersebut di dapatkan dari *0,9 yield strength* material yang digunakan. Material pada titik kritis terdapat pada *base ring* dan *tailing lug* yaitu SA 283 Gr C dengan *yield strength* sebesar 206,84 Mpa, maka desain ini harus bernilai dibawah 186,2 Mpa. Kemudian untuk material *lifting lug* yaitu SA 516 Gr 70 dengan *yield strength* sebesar 260 Mpa maka desain ini harus bernilai dibawah 234 Mpa.

Dari Gambar 4.5, nilai *allowable stress* ditunjukkan oleh garis berwarna merah, dan *von mises stress* setiap sudut ditunjukkan oleh garis berwarna biru. Apabila sebagian atau semua garis biru berada diatas garis merah artinya desain tidak aman dan begitu pula sebaliknya. Maka, desain *base ring* dengan tambahan strut 4 poin diterima atau desain dapat digunakan karena nilai *von mises* pada berada dibawah nilai *allowable stress*.

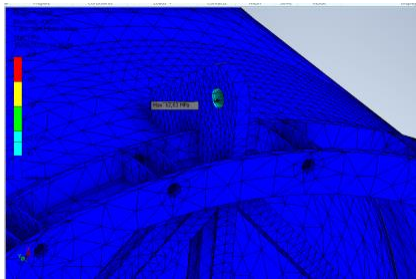
Berikut adalah tampilan hasil simulasi pada *base ring* dengan tambahan strut 4 poin:



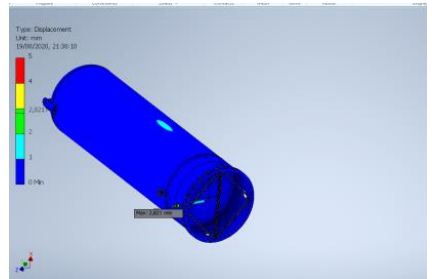
(a)



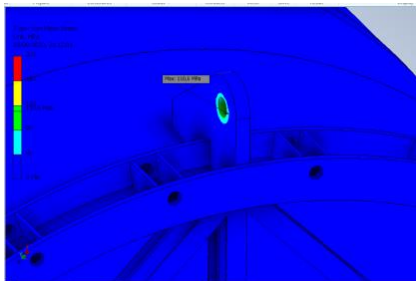
(d)



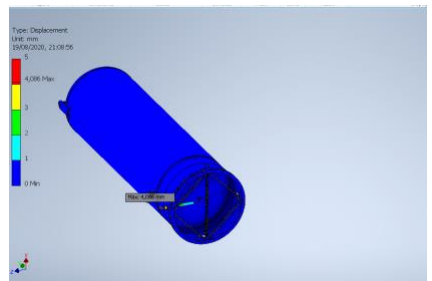
(b)



(e)



(c)

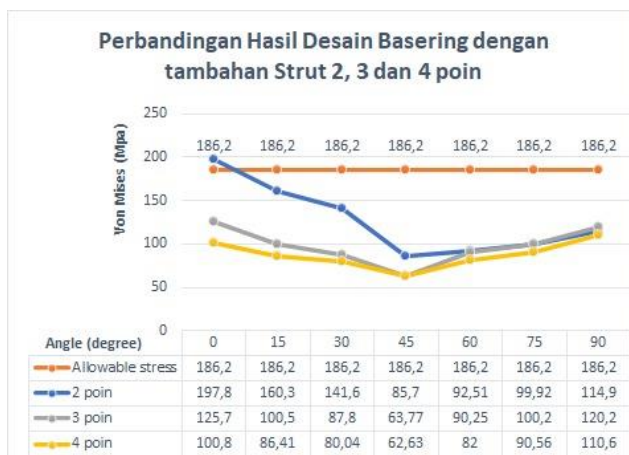


(f)

Gambar 4.6 Hasil Von mises stress pada basering dengan tambahan strut 4 poin dengan sudut (a)0° (b)45° (c)90° Hasil displacement pada basering dengan tambahan strut 3 poin dengan sudut (d)0° (e)45° (f)90°

4.4 Desain Strut untuk Pressure Vessel Item C-335-01

Untuk menentukan desain *strut* yang paling efisien bagi pressure vessel item C-335-01, ada 3 aspek yang perlu diperhatikan meliputi: desain yang sesuai, *cost*, dan perlakuan terhadap bahan/benda/materialnya.



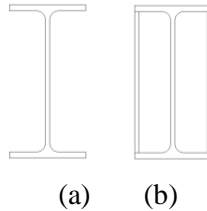
Gambar 4.7 Grafik Hasil *Von mises stress* Vs *Allowable stress* pada titik basering dan Tailing lug dengan tambahan strut 2, 3, dan 4 poin

Pertama, desain yang sesuai yaitu desain yang dibuat harus aman dan nilai tegangannya harus dibawah *allowable stress*. Pada gambar 4.7 diatas, desain dengan tambahan *strut* 2 poin tidak diterima atau tidak sesuai. Maka desain yang digunakan yaitu antara desain dengan tambahan *strut* 3 poin atau 4 poin. Dari segi *cost* atau biaya, dengan menggunakan material yang sama, berat dapat dibandingkan antara keduanya. Dan *strut* 3 poin memiliki nilai panjang dan berat yang lebih kecil daripada strut 4 poin. Maka desain yang paling efisien untuk desain Pressure vessel item C-335-01 adalah desain strut 3 poin.

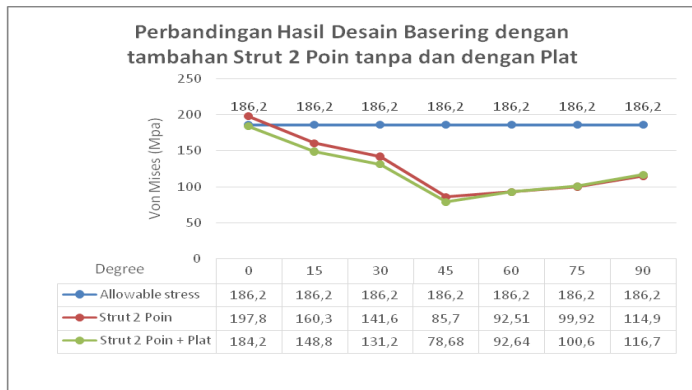
4.5 Desain Strut 2 Poin dengan Tambahan Plat pada Sisi Samping

Sesuai dengan teori stress dan strain, bahwa untuk menurunkan nilai pertambahan panjang pada strut. maka perlu memperbesar nilai area strut dan atau memperbesar nilai E (modulus elastisitas) materialnya. Maka perubahan area/ukuran strut H beam dan atau perubahan material dapat dilakukan agar desain *basing* lebih rigid/kaku.

Dengan mengubah ukuran strut H beam menjadi 100x200 dengan tambahan plat pada sisi samping dengan tebal 5,5 mm sepanjang beam.



Gambar 4.8 (a) desain strut sebelum dan (b) sesudah diberi plat



Gambar 4.9 Grafik Hasil *Von mises stress* Vs *Allowable stress* pada desain basing dengan tambahan strut 2 poin (+ plat)

Dengan mengubah ukuran strut 2 poin dengan H beam tersebut, yang mempunyai area lebih besar dari sebelumnya,

pada gambar 4.9 menunjukkan pada kondisi sesudah diberi plat menunjukkan hasil yang aman. Hasil von mises maksimum pada desain setelah diberi plat yaitu 184,2 Mpa Nilai ini dibawah 0,9 ys material yaitu 186,2 Mpa. Sehingga desain ini diterima.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Hasil perhitungan dan simulasi dengan ukuran H-beam 200x100 untuk desain *base ring* dengan tambahan *strut* 2 poin tidak diterima.
2. Hasil perhitungan dan simulasi dengan ukuran H-beam 200x100 untuk desain *base ring* dengan tambahan *strut* 3 poin diterima.
3. Hasil perhitungan dan simulasi dengan ukuran H-beam 200x100 untuk desain *base ring* dengan tambahan *strut* 4 poin diterima.
4. Berdasarkan kesesuaian desain, cost dan perlakuan terhadap material, desain basering dengan tambahan strut 3 poin adalah desain paling efisien untuk pressure vessel item C-335-01.
5. Hasil simulasi improvement desain *base ring* dengan tambahan plat $t=5,5$ mm di sisi kanan dan kiri H-beam 200x100 pada strut 2 poin diterima.

5.2 Saran

Saran untuk membangun penelitian selanjutnya adalah

1. Penggunaan *tools software* yang argumentatif sangat diharapkan untuk menunjang desain yang dilakukan.

DAFTAR PUSTAKA

- AISC. 1989. **Spesification for Structural Steel Building – Allowable Stress Design (ASD) and Plastic Design**. USA: American Institute Steel Construction, Inc.
- Antalffy, L.P., Miller, G.A., Kirkpatrick, K.D., Rajguru, A., Zhu, Y. March 2016. "Design Consideration for the Erection of Heavy Wall and Large Diameter Pressure Vessel". **International Journal of Pressure Vessel and Piping** volumes 139-140: page 12-21
- Mathweb, LCC. 2020. **Material Property Data**. <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=efc8df93c294427996ffc5eb96a01cdd>>
- Moss, Dennis R. 2004. **Pressure Vessel Design Manual 3rd Edition**. USA: Elsevier Publishing Inc.
- Wibowo, Agung. 2018. "Desain dan Analisis kekuatan Lifting Lug Pada Bejana Tekan Silinder Horizontal". **Skripsi Sarjana Teknik Mesin UNILA**, 10 (Desember). Bandar Lampung: Universitas Lampung.
- Yadaf, Prashant. 2013. "Design Analysis of Lifting Trunnion For a Horizontal Pressure Vessel Using CAE Tools". **Dissertation for Master of Technology**. India: National Institute Of Technology Khurukshetra Haryan.

LAMPIRAN

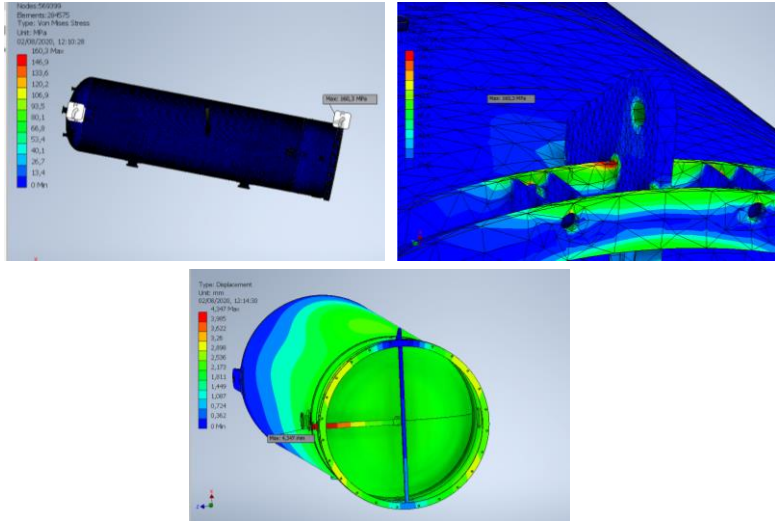
Lampiran 1 : Material dalam desain *pressure vessel*

Bill of Materials

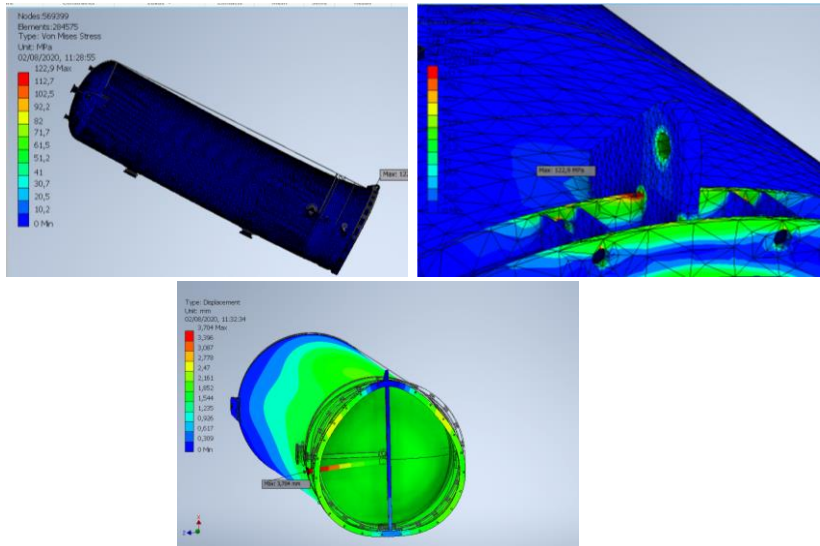
Heads / Covers							
Item #	Type	Material	Thk [mm]	Dia. [mm]	Wt. [kg] (ea.)	Qty	
H1	Ellipsoidal Head	SA-516 70	26 (min.)	5,200 ID	6,572.4	2	
H2	ASME B16.5/B16.47 Blind NPS 24 Class 150	A105	47.75	812.8 OD	217.7	2	
Shells / Skirts							
Item #	Type	Material	Thk [mm]	Dia. [mm]	Length [mm]	Wt. [kg] (ea.)	Qty
S1	Cylinder	SA-516 70	26	5,200 ID	14,920	49,887.3	1
S2	Support Skirt	SA-516 70	26	5,252 OD	1,000	3,343.6	1
S3	Support Skirt	SA-283 C	26	5,252 OD	1,478	4,940.6	1
Base Ring							
Item #	Type	Material	Thk [mm]	Length [mm]	Wt. [kg]	Qty	
BR1	Base ring - double base plate	SA 283 Gr. C	36	16,884	1,063.2	1	
BR2	Base ring - double base plate	SA 283 Gr. C	32	17,049	747.9	1	
Nozzles / Nozzle Piping / Skirt Opening							
Item #	Type	Material	NPS	Thk [mm]	Dia. [mm]	Length [mm]	Wt. [kg]
P1	Skirt Opening	SA-106 B Smls Pipe	NPS 3 Sch 40 (Std) DN 80	5.49	88.9 OD	410	2.4
P2	Skirt Opening	SA-106 B Smls Pipe	-	7.11	306 OD	110	2.9
P3	Skirt Opening	SA-283 C	-	16	642 OD	141	17.6
Noz1	Nozzle	SA-516 70	-	26	355.6 OD	367	230.3
Noz2	Nozzle	SA-106 B Smls Pipe	NPS 6 Sch 80 (XS) DN 150	10.97	168.27 OD	602	65.2
Noz3	Nozzle	SA-516 70	-	26	609.6 OD	398	449
P1	Nozzle Pipe	SA-106 B Smls Pipe	NPS 6 Sch 80 (XS) DN 150	10.97	168.27 OD	2,550	108.3
ASME B16.9 Fittings							
Item #	Type	Material	Size [mm]			Qty	
EB1	B16.9 Elbow Long Radius	SA-234 WPB	NPS 6 Sch 80 (XS) DN 150			1	

Lampiran 2 : Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 2 poin.

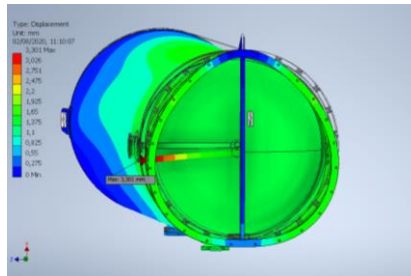
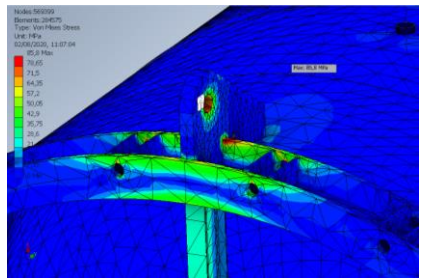
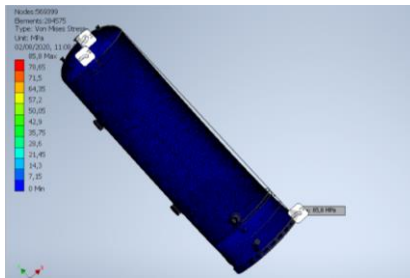
Posisi 15°



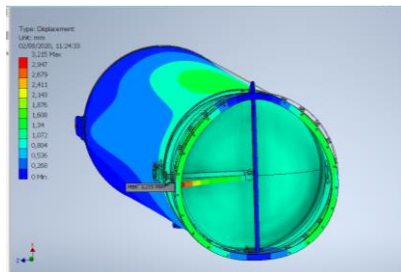
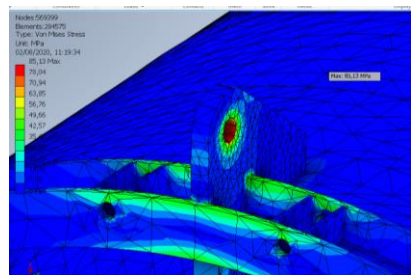
Posisi 30°



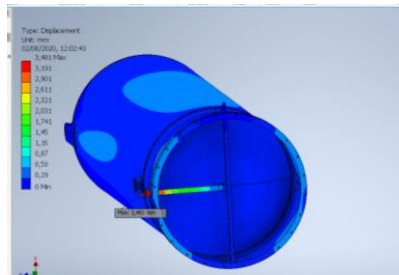
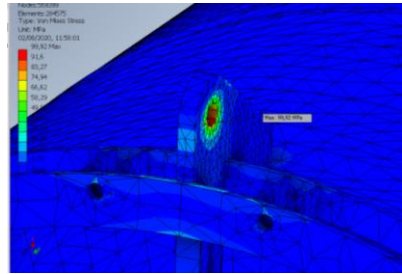
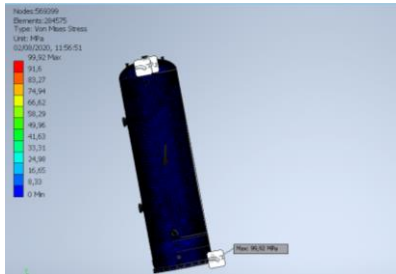
Posisi 45°



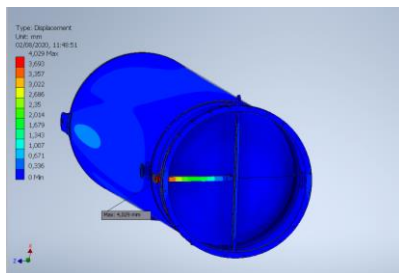
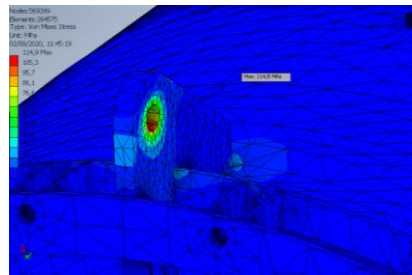
Posisi 60°



Posisi 75°

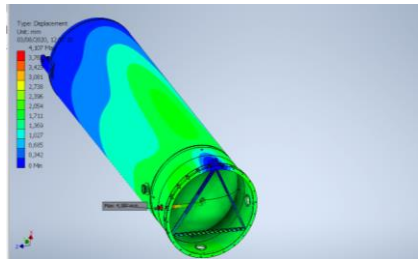
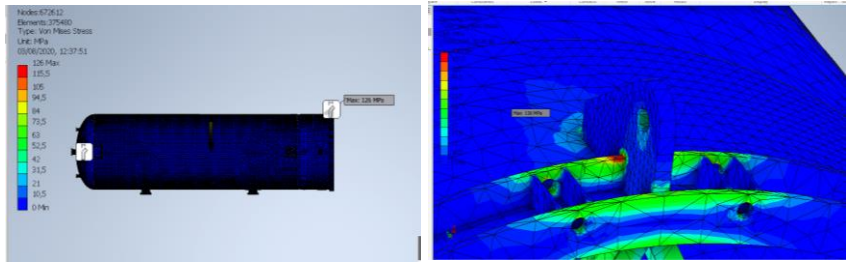


Posisi 90°

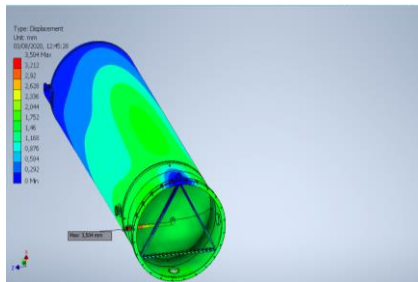
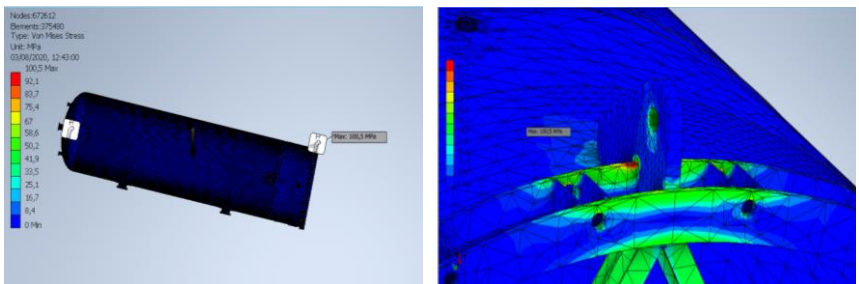


Lampiran 3 : Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 3 poin.

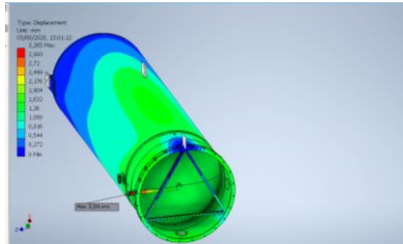
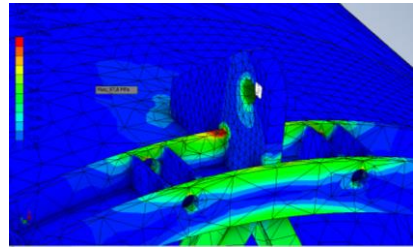
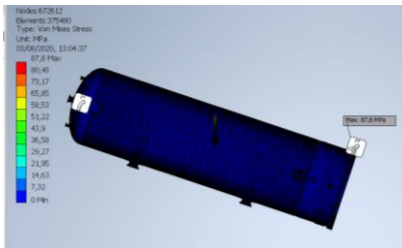
Posisi 0°



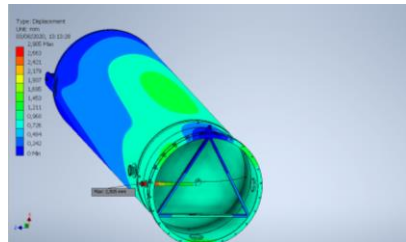
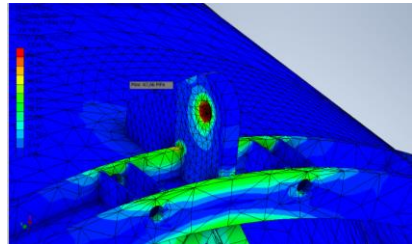
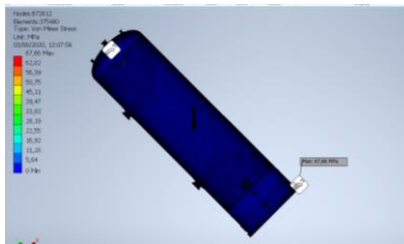
Posisi 15°



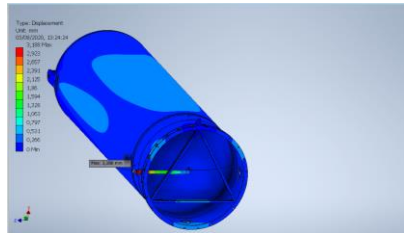
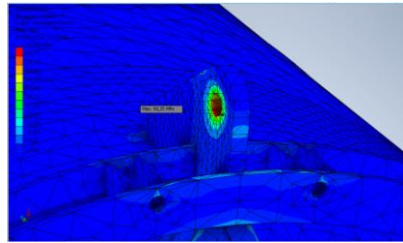
Posisi 30°



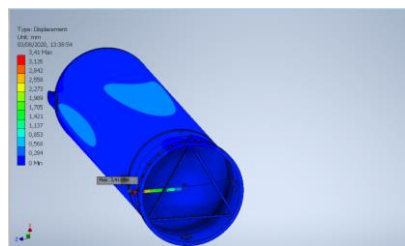
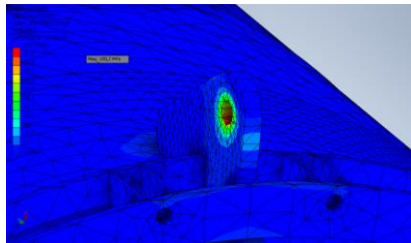
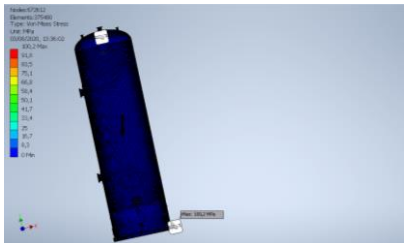
Posisi 45°



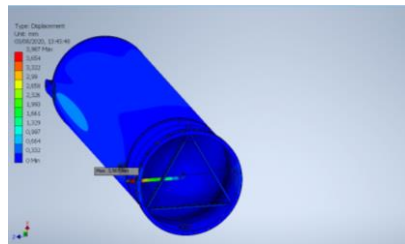
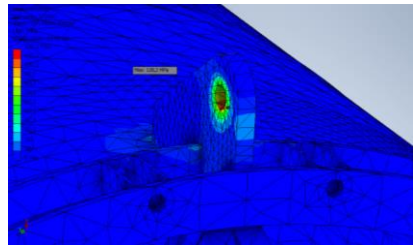
Posisi 60°



Posisi 75°

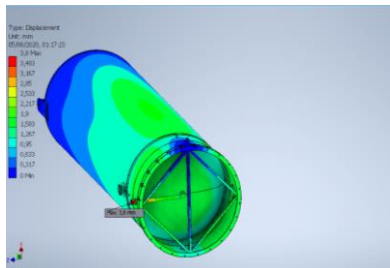
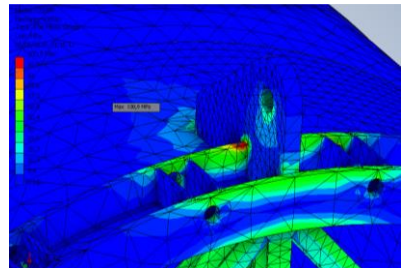
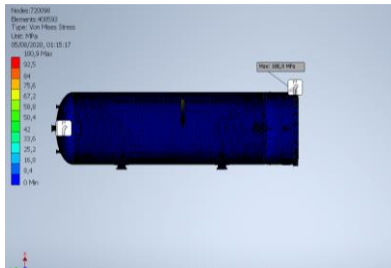


Posisi 90°

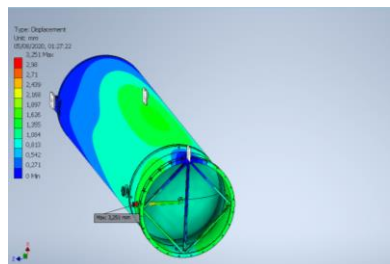
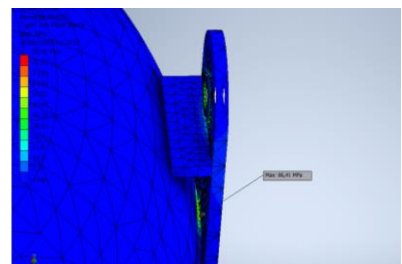
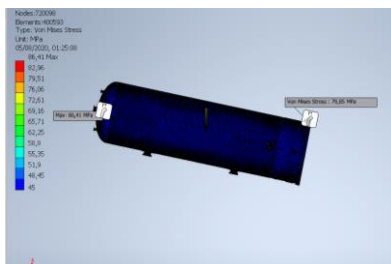


Lampiran 4 : Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 4 poin.

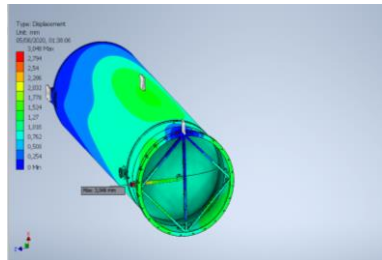
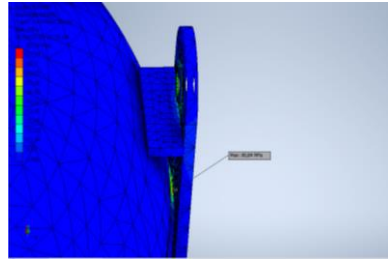
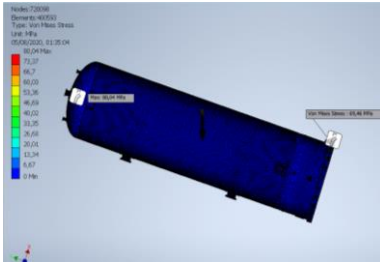
Posisi 0°



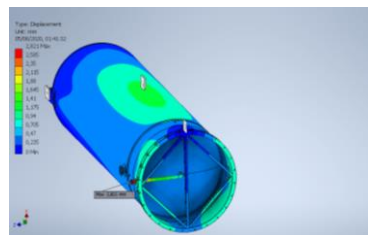
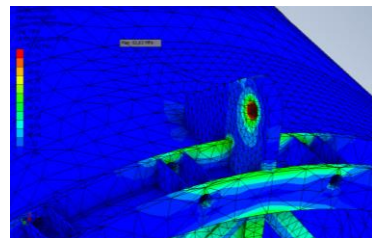
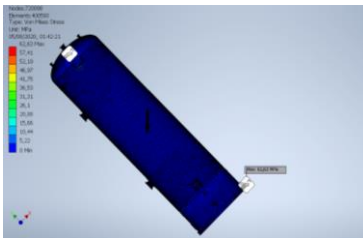
Posisi 15°



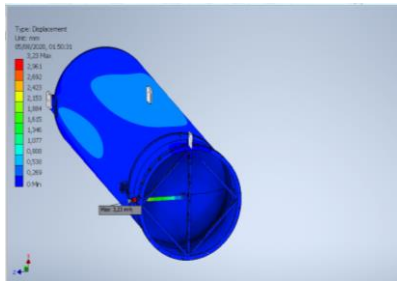
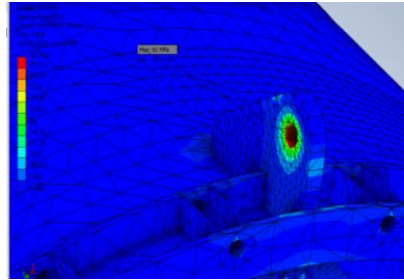
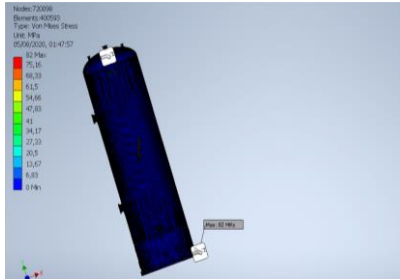
Posisi 30°



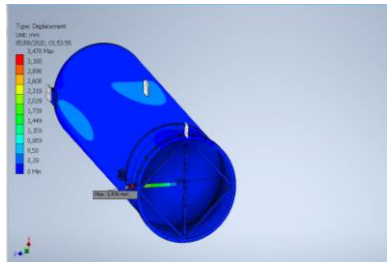
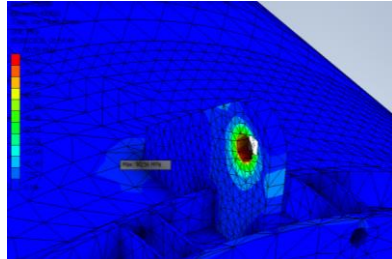
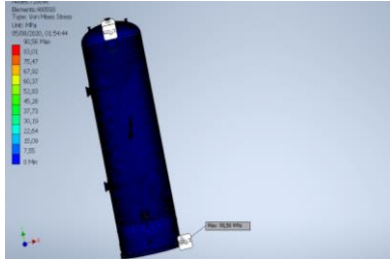
Posisi 45°



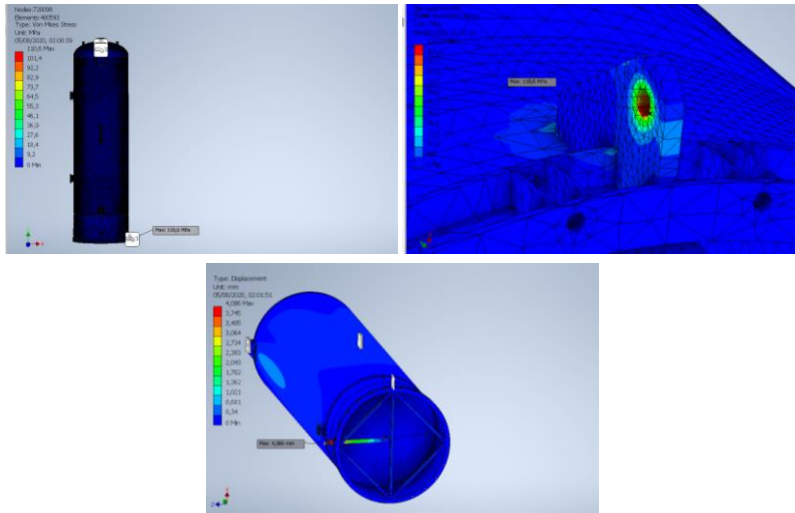
Posisi 60°



Posisi 75°

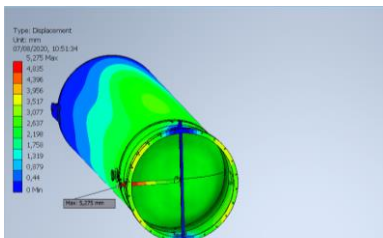
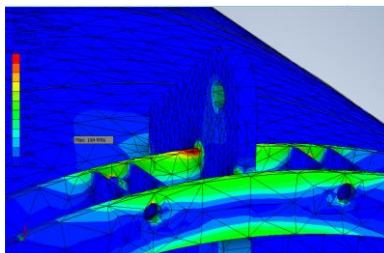
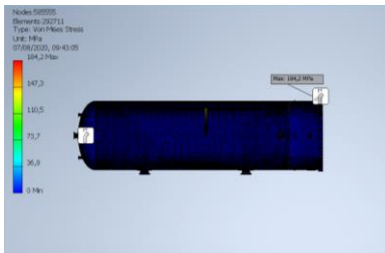


Posisi 90°

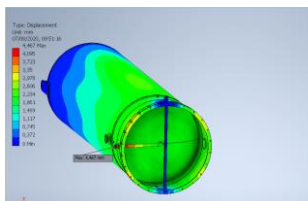
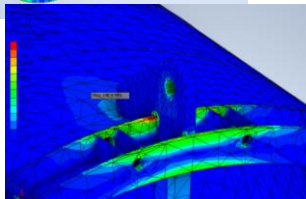


Lampiran 5: Hasil simulasi von mises dan displacement base ring dengan tambahan strut 4 poin.

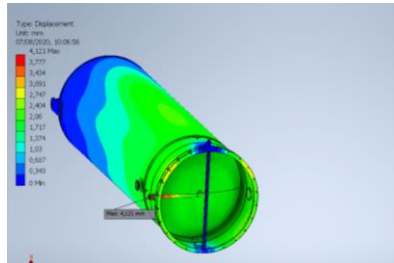
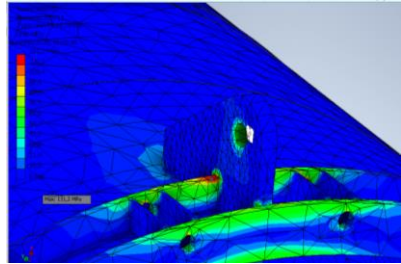
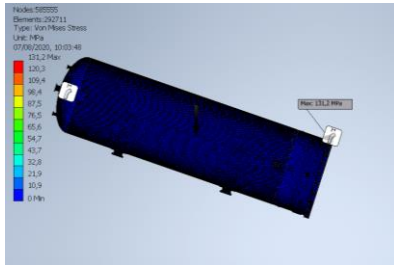
0 derajat



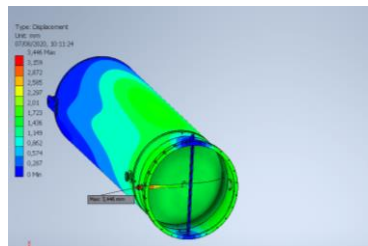
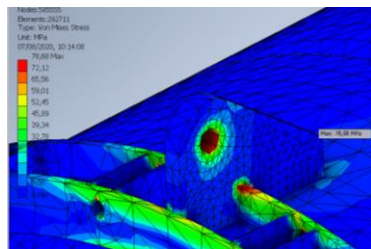
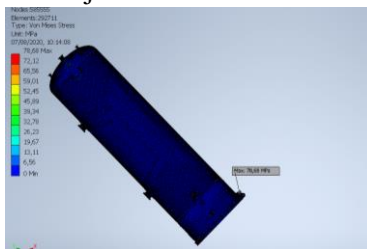
15 derajat



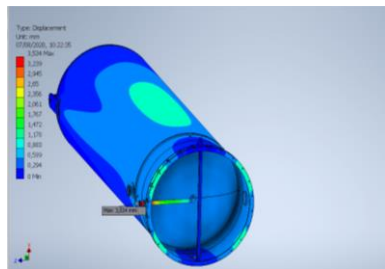
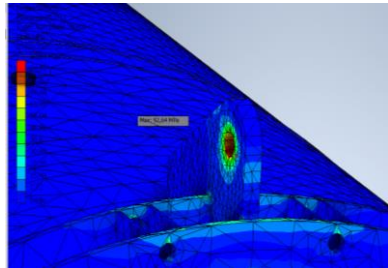
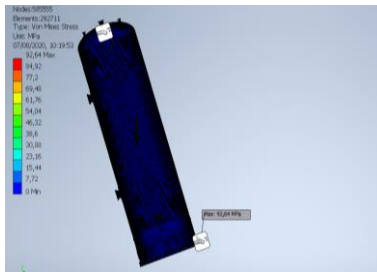
30 derajat



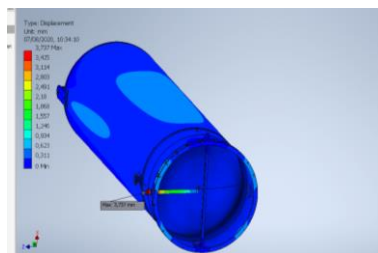
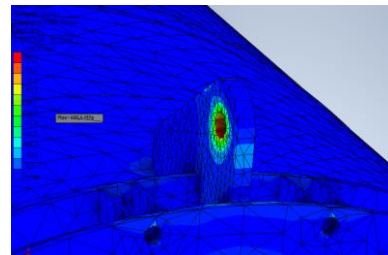
45 derajat



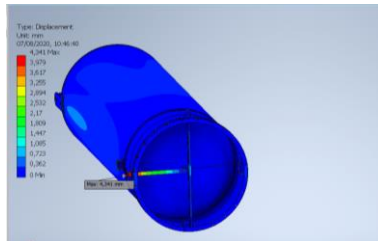
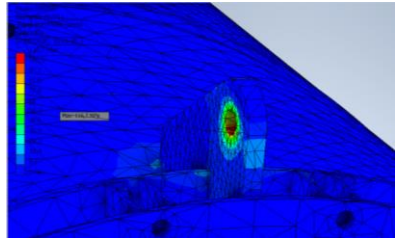
60 derajat



75 derajat



90 derajat



Lampiran 6 : Standar *Allowable local stress* per AISC untuk komponen *erection*

Allowable Stresses

Per AISC:

Tension

- $F_t = 0.6F_y$ on gross area
- $= 0.5F_y$ on effective net area
- $= 0.45F_y$ for pin-connected members

Compression

- (for short members only)
- $F_c =$ for structural attachments: $0.6F_y$
- $=$ for vessel shell: $1.33 \times$ ASME Factor "B"

Shear

- $F_s =$ Net area of pin hole: $0.45F_y$
- $=$ other than pin-connected members: $0.4F_y$
- $=$ fillet welds in shear:
 - E60XX: 9600 lb/in. or 13,600 psi
 - E70XX: 11,200 lb/in. or 15,800 psi

Bending

- $F_b = 0.66F_y$ to $0.75F_y$, depending on the shape of the member

Bearing

$$F_D = 0.9F_y$$

Combined

Shear and tension:

$$\frac{\sigma_x}{F_a} + \frac{\tau}{F_s} < 1$$

Tension and bending:

$$\frac{\sigma_x}{F_a} + \frac{\sigma_b}{F_b} < 1$$

Note: Custom-designed lifting devices that support lifted loads are generally governed by ASME B30.20 "Below the hook lifting devices." Under this specification, design stresses are limited to $F_y/3$. The use of AISC allowables with a load factor of 1.8 or greater will generally meet this requirement.

BIODATA PENULIS



Rizqa Ruviana dilahirkan di Probolinggo pada tanggal 25 Januari 1997 dari orang tua bernama Bapak Rosidi dan Ibu Srik Yuliatin. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN Sumberkledung II Kabupaten Probolinggo pada tahun 2003-2009. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 4 Kota Probolinggo pada tahun 2009-2012. Kemudian melanjutkan pendidikan di SMAN 1 Kota

Probolinggo pada tahun 2012-2015. Penulis melanjutkan pendidikan jenjang Sarjana di Departemen Teknik Mesin ITS melalui jalur SNMPTN pada tahun 2015. Selama perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi. Penulis pernah menjadi asisten dosen mata kuliah Kinematika Mekanisme, dan Gambar Mesin serta anggota Laboratorium Mekanika Benda Padat. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif sebagai pengurus Media Komunikasi dan Informasi Teknik Mesin ITS (DIMENSI) tahun 2016-2018. Selain itu, penulis sempat magang di PT.Boma Bisma Indra (Persero) selama 6 bulan. Mengutip motto hidup penulis yaitu “Pertumbuhan yang lambat bukan harus ditakuti, melainkan tidak tumbuh sama sekali” menjadikan penulis tetap berusaha meskipun pernah mengalami sebuah kesulitan. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi Penulis melalui email rizqaruviana@gmail.com .