

PERANCANGAN DAN ANALISIS OIL DIESEL STORAGE TANK KAPASITAS 5 m³ UNTUK INTERNAL DAN EXTRENAL PRESSURE MENGGUNAKAN SOFTWARE PV ELITE

Aji Abdillah Kharisma^a, Agung Dwi Sapto^b

^a Fakultas Teknologi Industri / Jurusan Teknik Mesin, ajiabdillah@staff.gunadarma.ac.id, Universitas Gunadarma

^b Fakultas Teknologi Industri / Jurusan Teknik Mesin, agungds@staff.gunadarma.ac.id, Universitas Gunadarma

ABSTRACT

Pressure vessel is a container to accommodate energy in the form of liquid or gas that exceeds the outside air pressure (atmosphere). Pressure Vessels have the shape of a closed cylindrical tube, as a reservoir for internal and external pressure. In this study, we will discuss the design and analysis of a 5 m³ diesel oil storage tank, then the modeling is carried out using PV Elite software. The specifications for the material (shell) and (head) are SA-516 Gr 70. The design pressure parameter used is 28.334 KPa, the tank length is 2900 mm and the diameter is 1500 mm, with a corrosion allowance of 3.175 mm. Based on the results of the discussion obtained from the analysis using PV Elite, the shell thickness is 3.1805 mm, and from the theoretical calculation is 3.324 mm, the head thickness from the software is 3.1804 mm, and from the theoretical calculation is 3.324 mm. The MAWP shell value from the PV Elite software is 516,042 KPa, and from the theoretical calculation 630,190 KPa. While the MAWP head from the software is 519,913 KPa, and from the theoretical calculation is 1132 KPa.

Keywords: Internal and External Pressure, MAWP & MAEP, Diesel oil storage tank

ABSTRAK

Pressure vessel merupakan suatu wadah untuk menampung energi berupa zat cair atau gas yang melebihi tekanan udara luar (atmosfer). Bejana Tekan (Pressure Vessel) memiliki bentuk seperti tabung tertutup berbentuk silindris, sebagai penampung tekanan dalam maupun tekanan luar. Pada penelitian ini akan membahas tentang perancangan desain serta analisis pada diesel oil storage tank berkapasitas 5 m³, kemudian pemodelan dilakukan menggunakan software PV Elite. Spesifikasi material (shell) dan (head) adalah material SA-516 Gr 70. Parameter tekanan desain yang digunakan sebesar 28,334 KPa, panjang tangki 2900 mm dan diameter 1500 mm, dengan corrosion allowance sebesar 3,175 mm. Berdasarkan hasil pembahasan yang didapatkan dari analisis menggunakan PV Elite, ketebalan shell sebesar 3,1805 mm, dan dari perhitungan teoritis 3,324 mm, ketebalan head dari software sebesar 3,1804 mm, dan dari perhitungan teoritis 3,324 mm. Nilai MAWP shell dari hasil software PV Elite sebesar 516,042 KPa, dan dari perhitungan teoritis 630,190 KPa. Sedangkan MAWP head dari software sebesar 519,913 KPa, dan dari perhitungan teoritis adalah 1132 KPa.

Kata Kunci : Tekanan Internal Dan External, MAWP & MAEP, Diesel oil storage tank.

1. PENDAHULUAN

Pressure vessel merupakan suatu wadah untuk menampung energi berupa zat cair atau gas yang melebihi tekanan udara luar (atmosfer). Bejana Tekan (*pressure vessel*) memiliki bentuk seperti tabung tertutup berbentuk silindris, sebagai penampung tekanan dalam maupun tekanan luar. Perancangan pressure vessel dapat dihitung dengan perhitungan teoritis menggunakan standar ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) maupun analisis menggunakan aplikasi berbasis komputer. Pada penelitian ini akan dilakukan analisis menggunakan software PV Elite dengan output hasil berupa tekanan *internal (internal pressure)* dan tekanan eksternal (*external pressure*) yang terjadi pada *shell*, *head*, dan *bottom* bejana tekan serta menghitung nilai MAWP (*Max. Allowable Working Pressure*) dan MAEP (*Maximum Allowable External Pressure*) pada ketebalan (*thickness*) *head*, *shell*, *bottom* serta pada *nozzle* atau *flange*. Desain *Pressure Vessel* adalah jenis *diesel oil storage tank* dengan kapasitas 5 m³ secara horizontal. Adapun jenis material yang digunakan pada bejana tekan adalah plat baja SA 516 Grade 70 (*carbon steel*) untuk *head*, *shell*, dan

bottom dan dihitung berdasarkan ketebalan plat yang akan digunakan dalam spesifikasi material untuk dilanjutkan ke proses manufaktur.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Definisi Bejana tekan (pressure vessel)

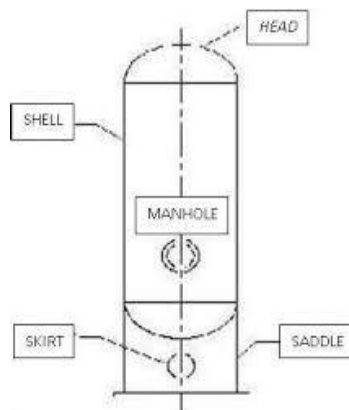
Bejana tekan (pressure vessel) merupakan suatu tempat atau wadah dengan perbedaan tekanan antara dalam dan luar. Biasanya tekanan dalam lebih tinggi daripada tekanan luar. Fluida yang ada di dalam bejana tekan biasanya mampu berubah fasa atau dalam kasus chemical reactor mampu menyatu dengan zat lainnya. Bejana tekan juga sering mempunyai kombinasi antara tekanan tinggi dengan temperature yang tinggi[1]

2.2. Klasifikasi Bejana Tekan

Menurut posisinya, bejana tekan dapat di klasifikasikan menjadi dua macam posisi[2], yaitu:

2.2.1 Posisi Vertikal

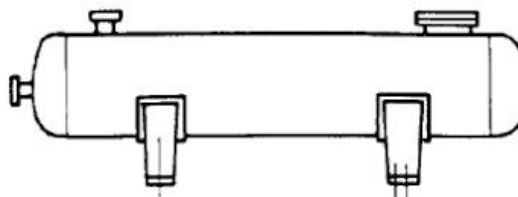
Posisi vertikal (Gambar 2.1) yaitu posisi tegak lurus bejana tekan terhadap sumbunya. Posisi ini banyak dipakai dalam instalasi anjungan minyak lepas pantai, yang mempunyai tempat terbatas.



Gambar 2.1 Bejana Tekan Vertikal

2.2.1 Posisi Horizontal

Bejana tekan posisi horizontal dapat dilihat pada Gambar 2.2 yang banyak digunakan di ladang minyak di dataran karena memiliki kapasitas produksi yang lebih besar.[3]



Gambar 2.2 Bejana Tekan Horizontal

2.3 Ketebalan dinding (Shell)

Perhitungan ketebalan shell dan head dilakukan berdasarkan tekanan internal dan dimensi dalam dan dihitung dalam kondisi terkorosi (corroded). Untuk menentukan ketebalan shell dan head bejana tekan dapat dilakukan dengan persamaan (1).

$$t_{shell} = \frac{Pd \cdot R_{corr}}{S \cdot E - 0,6 \cdot Pd} + CA \quad (1)$$

2.4 Ketebalan Dinding Head

Adapun untuk mencari nilai ketebalan dinding head dapat diperlihatkan pada persamaan (2).

$$t_{head} = \frac{P_d \cdot D_{corr}}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d} + CA \quad (2)$$

2.5. Maximum Allowable Working Pressure (MAWP)

Maximum Allowable Working Pressure (MAWP) adalah tekanan kerja maksimal yang diijinkan oleh suatu bejana tekan, MAWP bejana tekan merupakan tekanan maksimum internal atau eksternal, yang dikombinasikan dengan bebanbeban yang mungkin akan terjadi dan tidak termasuk faktor korosi (CA) pada saat kondisi temperatur operasi. MAWP bejana tekan ditentukan oleh komponen yang paling lemah (Komponen *shell*, *head*, atau *flange*).[4]

Perhitungan untuk menentukan MAWP adalah sebagai berikut :

a. MAWP Shell

$$MAWP_{shell} = \frac{S \cdot E \cdot t_{shell}}{R_{corr} + 0,6 \cdot t_{shell}} \quad (3)$$

Keterangan :

S = Tegangan maksimum yang diijinkan material [psi]

E = Efisiensi sambungan

t_{corr} = Tebal *Shell* tanpa faktor korosi [in]

R_{corr} = Jari-jari dalam bejana tekan tanpa faktor korosi [in][4]

b. MAWP Head

$$MAWP_{head} = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{head}}{D_{corr} + 0,2 \cdot t_{head}} \quad (4)$$

Keterangan :

S = Tegangan maksimum yang diijinkan material [psi]

E = Efisiensi sambungan

t_{corr} = Tebal *Shell* tanpa faktor korosi [in]

D_{corr} = Jari-jari dalam bejana tekan tanpa faktor korosi [in][4]

c. MAWP Flange

Penentuan MAWP flange dilakukan dengan memilih rating yang memiliki nilai MAWP diatas tekanan desain (Pd) dengan menggunakan tabel ASME B16.5.[5]

d. MAWP Bejana Tekan

MAWP bejana tekan ditentukan oleh MAWP terkecil dari tiga komponen bejana tekan diatas (Komponen *shell*, *head*, atau *flange*).

2.6. Tekanan Tes Hidrostatik

Tekanan tes hidrostatik adalah tekanan yang digunakan untuk mengetes kekuatan bejana tekan setelah selesai diproduksi. Perhitungan besarnya nilai tekanan tes hidrostatik dilakukan dengan rumus berikut :

$$P_{hc} = 1,3 \cdot P_d \cdot \frac{s \text{ dengan } t_{test}}{s \text{ dengan } t_{design}} \text{ [psi]} \quad (5)$$

Keterangan :

P_{hc} = Tekanan Tes Hidrostatik [psi]

P_d = Tekanan Desain [psi]

S dengan t_{test} = Tegangan Maksimum yang Diiijinkan Material dengan Temperatur Test [psi]

S dengan t_{desain} = Tegangan Maksimum yang Diiijinkan Material dengan Temperatur Desain [psi]

3. METODOLOGI PENELITIAN

Metode penelitian yang digunakan adalah menggunakan metode perhitungan teoritis dan analisis simulasi software menggunakan PV Elite dan solidwork. Dari desain pada software tersebut akan dilakukan perancangan *Diesel Oil Storage Tank* kapasitas 5 m³. Pemilihan material, perhitungan *Head*, *Shell*, *Bottom* serta perhitungan tangki akan menghasilkan output terhadap tekanan internal dan eksternal. Adapun tahapan proses alir penelitian dengan menentukan beberapa tahapan – tahapan sebagai berikut :

3.1. Data Design Constraint

Data yang digunakan dalam perancangan bejana tekan ini mengikuti data yang sudah ada yaitu *Mechanical Data Sheet For Diesel Oil Storage Tank*. Standar perancangan menggunakan standar ASME section VIII division 1 untuk seluruh komponen bejana tekan. Dimensi *shell* dan *head* merupakan hal yang paling penting dalam menentukan ketebalan dindingnya, karena komponen ini akan menjadi tumpuan beban internal maupun beban yang dihasilkan dari komponen lainnya. Tebal yang digunakan berdasarkan tegangan *circumferential* bejana tekan, karena tegangan yang terjadi lebih besar, sehingga ketebalan yang dipilih akan lebih tebal dibandingkan dengan arah *longitudinal* ada pun data desain di perlihatkan pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Data sheet design pada diesel oil storage tank kapasitas 5 m³

Design Data		
Nama	Satuan	Deskripsi
<i>Material Name</i>		SA-516 70 (<i>Carbon Steel</i>)
<i>Service</i>		Diesel Oil Storage Tank
<i>Temperature Design</i>	°F	60
<i>Temperatur Operating</i>	°F	82,4 (<i>Temperature Ambient</i>)
<i>Pressure Design</i>	KPa	<i>Full Of Liquid</i> (28,334 KPa)
<i>Operating</i>	KPa	1 <i>Atmospheric</i> atau 101,325 KPa
<i>Tank Type</i>		<i>Cylindrical Horizontal</i>
<i>Diameter</i>	mm	1500
<i>Length</i>	mm	2900
<i>Wall Thickness</i>		
<i>Head</i>	mm	6
<i>Shell</i>	mm	6
<i>Bottom</i>	mm	6

Berikut merupakan perhitungan tekanan desain (Pd) yang digunakan dalam desain *diesel oil storage tank* yang diinput kedalam software PV Elite adalah sebagai berikut :

$$P_d = \rho \times g \times h \tag{6}$$

$$P_d = 997 \text{ kg/m}^3 \times 9,8 \text{ m/s}^2 \times 2,9 \text{ m} = 28334 \text{ N/m}^2 = 28334 \text{ Pa} = 28,334 \text{ KPa}$$

Tabel 3.2 Spesifikasi jenis material

Jenis material	
Komponen	Material Specification
<i>Head</i>	SA-516 70
<i>Shell</i>	SA-516 70
<i>Bottom</i>	SA-516 70
<i>Flange</i>	SA-105

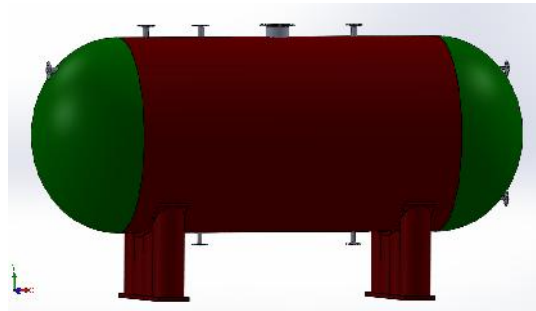
Nozzle Pipes	SA-106 B
--------------	----------

Tabel 3.3 Nozzle

No.	Nozzle	Jumlah	Ukuran
1.	N1	1	1 ½"
2.	N2	1	2"
3.	N3	1	2"
4.	M1	1	8"
5.	N4	1	2"
6.	N5	1	¾"
7.	N6	1	¾"
8.	N7	1	1 ½"
9.	N8	1	1 ½"

3.2 Desain untuk Diesel Oil Storage Tank

Berdasarkan spesifikasi data sheet design, telah dihasilkan desain pada software solidwork seperti yang diperlihatkan pada gambar 3.1.

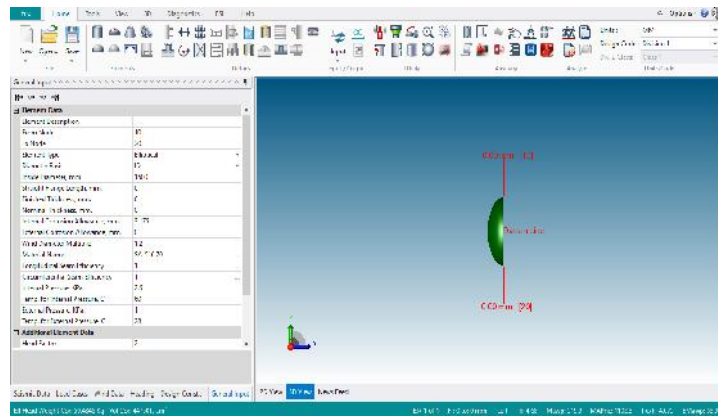


Gambar 3.1 Diesel Oil Storage Tank

3.3 Perancangan Desain Diesel Oil Storage Tank kapasitas 5 m³ pada software PV Elite

3.3.1 Perancangan Head

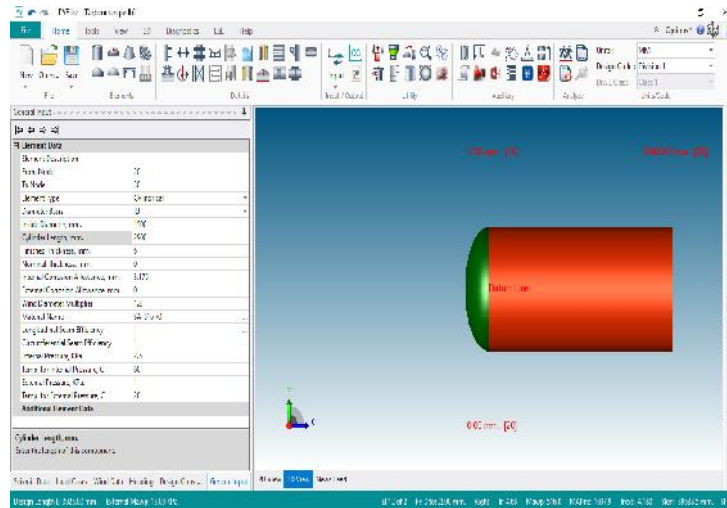
Pemodelan perancangan head yang digunakan pada desain diesel oil storage tank berjenis elliptical (elipsnoidal head). Adapun desain perancangan head diperlihatkan pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 Hasil Desain *elliptical (elipsoidal head)* [5]

3.3.2 Perancangan Shell

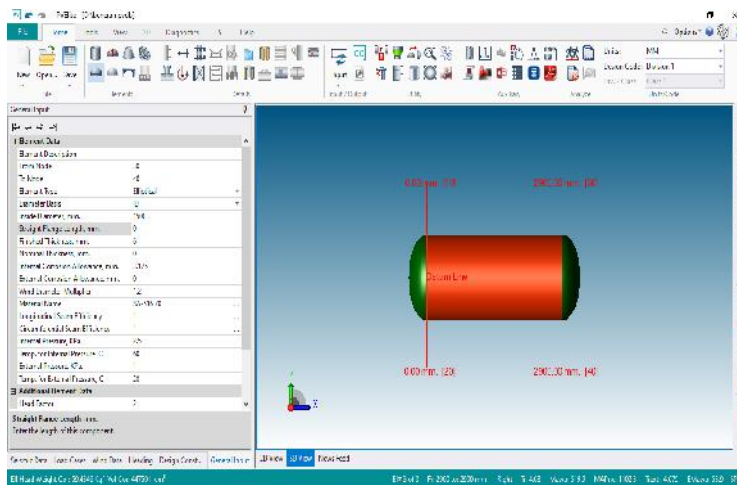
Perancangan shell menggunakan jenis cylindrical shell. Adapun hasil desain shell diperlihatkan pada gambar 3.4.



Gambar 3.5 Perancangan Shell [5]

3.3.3 Perancangan Bottom Head

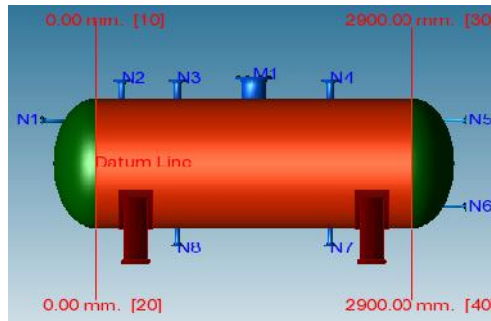
Pemodelan bottom head menggunakan elliptical (elipsoidal head). Hasil desain diperlihatkan pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Perancangan Bottom head [5]

3.3.4 Perancangan Nozzle

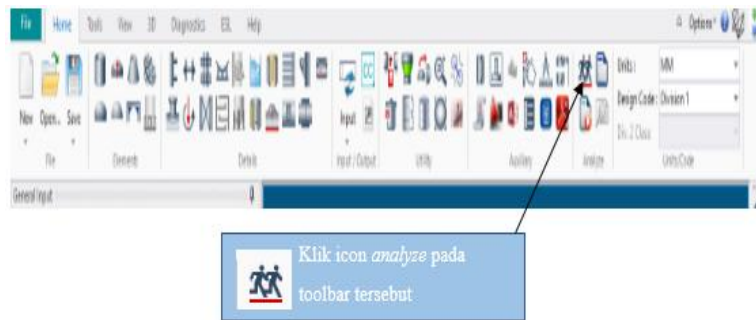
Dalam perancangan *separator* ini, ukuran *nozzle* yang dipakai untuk N1, N7, N8 ukuran 1 ½”, N2, N3, N4 ukuran 2”, N5, N6 ukuran ¾” (0,75) dan untuk M1 ukuran 8”, diperlihatkan pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 Perancangan nozzle [5]

3.3.5 Proses Running Analisis Tekanan Internal dan Eksternal Pada Software PV Elite

Tahap dalam proses analisis dilakukan dengan mengklik ikon *analyze* pada *toolbar* di perlihatkan pada gambar 3.8.



Gambar 3.8 Running Analisis Internal Dan Eksternal pada software PV Elite [5]

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Hasil Perhitungan Ketebalan Dinding (Shell) Berdasarkan Tekanan Internal

Tabel 4.1 Data Design

No	Nama	Deskripsi
1	Jenis Bejana Tekan	Horizontal
2	Tekanan Desain/Pd	28,334 KPa
3	Temperatur Desain/Td	60 °C
4	Panjang Silinder	2900 mm
5	Diameter Dalam Silinder	1500 mm
6	Joint Efficiency/E	1 (Full Radiography Test)
7	Corrosion Allowence/CA	3,175 mm
8	Tipe Head	2:1 Elipsoidal
9	Material Head	SA – 516 70
10	Material Shell	SA – 516 70

Perhitungan tebal plat dinding *shell* dilakukan dengan penambahan *corrosion allowance*.

Data diameter (D) dan jari – jari (R) :

$$\begin{aligned}
 D_{\text{corr}} &= D + (2 \times CA) \\
 &= 1500 + (2 \times 3,175) \\
 &= 1500 + 6,35 \\
 &= 1506,35 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_{\text{corr}} &= D - 60 \\
 &= 750 - 60
 \end{aligned}$$

$$= 690 \times 2$$

$$= 1380 \text{ mm}$$

1. Tebal Dinding (Shell)

Material *shell* yang digunakan dalam perancangan bejana tekan ini adalah SA - 516 70, dengan tekanan desain sebesar 28,334 kpa, jari-jari dalam bejana tekan 1380mm, *joint efficiency* 1 (*full radiography*), dan tegangan maksimum yang diijinkan (S) pada temperature 60 °C untuk material SA - 516 70 adalah 262000 KPa.

Ketebalan dinding (*Shell*) adalah :

$$t_{\text{shell}} = \frac{P_d \cdot R_{\text{corr}}}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d} + CA \quad (7)$$

$$= \frac{28,334 \times 1380}{262000 \times 1 - (0,6 \times 28,334)} + 3,175$$

$$= \frac{39,100}{262000 - 17,0004} + 3,175$$

$$= \frac{39,100}{261,983} + 3,175$$

$$= 0,149 + 3,175$$

$$= 3,324 \text{ mm.}$$

2. Tebal Dinding Head

Material *head* yang digunakan dalam perancangan bejana tekan ini adalah SA – 516 70, dengan tekanan desain sebesar 28,334 KPa, diameter dalam bejana tekan 1500 mm, *joint efficiency* 1 (*full radiography*), dan tegangan maksimum yang diijinkan (S) pada temperature 60 °C untuk material SA – 516 70 adalah 262000.

Ketebalan dinding *Head* adalah :

$$t_{\text{head}} = \frac{P_d \cdot D_{\text{corr}}}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d} + CA \quad (8)$$

$$= \frac{28,334 \times 1506,35}{(2 \times 262000) - (0,2 \times 28,334)} + 3,175$$

$$= \frac{42680,9}{524000 - 5,6668} + 3,175$$

$$= \frac{42680,9}{523994} + 3,175$$

$$= 0,08145 + 3,175$$

$$= 3,256 \text{ mm.}$$

4.2 Perhitungan MAWP shell, head, dan flange

Perhitungan *Maximum Allowable Working Pressure* (MAWP) dilakukan guna mengetahui besarnya tekanan kerja yang diijinkan pada bagian *shell*, *head*, *flange*, dan bejana tekan itu sendiri. Perhitungan MAWP dilakukan dengan D, R, dan t.

1. MAWP Shell

Perhitungan MAWP *Shell* :

$$\text{MAWP}_{\text{shell}} = \frac{S \cdot E \cdot t_{\text{shell}}}{R_{\text{corr}} + 0,6 \cdot t_{\text{shell}}} \quad (9)$$

$$= \frac{262000 \times 3,324}{1380 + (0,6 \times 3,324)}$$

$$= \frac{870,888}{1381,944}$$

$$= 630,190 \text{ KPa}$$

2. MAWP Head

Perhitungan MAWP Head :

$$\begin{aligned}
 \text{MAWP}_{\text{head}} &= \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{\text{head}}}{D_{\text{corr}} + 0,2 \cdot t_{\text{head}}} & (10) \\
 &= \frac{2 \times 262000 \times 1 \times 3,256}{1506,35 + (0,2 \times 3,256)} \\
 &= \frac{1706144}{1506,35 + 0,6512} \\
 &= \frac{1706144}{1507,002} \\
 &= 1132,14 \text{ Kpa}
 \end{aligned}$$

3. MAWP Flange atau Nozzle

Material flange yang digunakan dalam perancangan bejana tekan ini adalah SA 105 B untuk semua nozzle. Dengan temperature desain 60 °C, berikut adalah penentuan MAWP flange pada bejana tekan. Diperlihatkan pada tabel 4.1 :

Tabel 4.2 MAWP Flange atau Nozzle

No.	Nozzle	Jumlah	Ukuran	MAWP (KPa)
1.	N1	1	1 ½"	516.042 KPa
2.	N2	1	2"	516.042 KPa
3.	N3	1	2"	516.042 KPa
4.	M1	1	8"	516.042 KPa
5.	N4	1	2"	516.042 KPa
6.	N5	1	¾"	516.042 KPa
7.	N6	1	¾"	516.042 KPa
8.	N7	1	1 ½"	516.042 KPa
9.	N8	1	1 ½"	516.042 KPa

4. MAWP Bejana Tekan

Besarnya MAWP bejana tekan ditentukan oleh MAWP terkecil dari komponen bejana tekan itu sendiri. Dari perhitungan MAWP di atas didapat MAWP shell sebesar 630,190 KPa, MAWP head sebesar 1,132 KPa, dan MAWP flange sebesar 516.042 KPa. Besaran MAWP bejana tekan mengikuti MAWP flange yakni sebesar 516.042 KPa.

4.3 Perhitungan Tekanan Tes Hidrostatik

Perhitungan tekanan tes hidrostatik dilakukan untuk mengetahui besarnya kekuatan bejana tekan dengan air setelah bejana tekan selesai diproduksi. Besaran tekanan tes hidrostatik dapat ditentukan dengan rumus :

Tabel 4.3 Data Design

No.	Komponen	Deskripsi
1.	Material	SA 516 Gr. 70
2.	Tekanan desain (Pd)	28,334 KPa

3.	Temperature Design	60 °C
4.	Temperature Operating	28 °C
5.	Tegangan maksimum yang diijinkan (S) pada Design	262000 KPa
6.	Tegangan maksimum yang diijinkan (S) pada Operating	262000 KPa

Pehitungan besarnya tekanan tes hidrostatik (Phs) :

$$P_{hs} = 1,3 \times P_d \times \frac{S (\text{tegangan maksimum opeating})}{S (\text{tegangan maksimum design})} \tag{11}$$

$$P_{hs} = 1,3 \times 28,334 \text{ KPa} \times \frac{262000 \text{ KPa}}{262000 \text{ KPa}}$$

$$P_{hs} = 1,3 \times 28,334 \text{ KPa} = 36,8342 \text{ KPa}$$

4.4 Perhitungan total MAEP (Maximum Allowable External Pressure) pada head, shell, dan bottom

Dari hasil perhitungan didapatkan total MAEP melebihi tekanan *full vacuum* yaitu 120, 2691 KPa dengan standar yang diijinkan adalah 14,7 psi atau 101, 33 KPa (MAEP > 101,33 KPa) diperlihatkan pada table 4.4.

Tabel 4.4 Nilai MAEP (Maximum Allowable External Pressure) pada head, shell, dan bottom

From	To	External Actual T. mm.	External Required T. mm.	External Design Pressure KPa.	External M.A.E.P. KPa.
10	20	6	4.675	1	53.8562
20	30	6	4.19966	1	12.5571
30	40	6	4.675	1	53.8562
TOTAL MAEP					120, 2691

4.5. Perhitungan analisis bejana tekan diesel oil storage tank pada software PV Elite

4.5.1 Analisis Perhitungan Internal Pressure

Element Thickness, Pressure, Diameter and Allowable Stress :

From	To	Int. Press + Liq. Hd KPa.	Nominal Thickness mm.	Total Corr Allowance mm.	Element Diameter mm.	Allowable Stress(SE) N./mm ²
10	20	1	6	3.175	1500	137.9
20	30	1	6	3.175	1500	137.9
30	40	1	6	3.175	1500	137.9

Element Required Thickness and MAWP :

From	To	Design Pressure KPa.	M.A.W.P. Corroded KPa.	M.A.P. New & Cold KPa.	Minimum Thickness mm.	Required Thickness mm.
10	20	1	516.042	1102.25	6	4.675
20	30	1	516.042	1097.87	6	4.675
30	40	1	516.042	1102.25	6	4.675
Minimum			516.042	1097.859		

MAWP: 313.098 KPa., limited by: Nozzle Reinforcement.

Internal Pressure Calculation Results :

ASME Code, Section VIII Division 1, 2017

Elliptical Head From 10 To 20 SA-516 70 , UCS-66 Crv. B at 60 °C

Material UNS Number: K02700

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$\begin{aligned} &= (P \cdot D \cdot K_{cor}) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) \text{ Appendix 1-4(c)} \\ &= (1.0 \cdot 1506.35 \cdot 0.994) / (2 \cdot 137.9 \cdot 1.0 - 0.2 \cdot 1.0) \\ &= 0.0054 + 3.1750 = 3.1804 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Note: The thickness required was less than the Code Minimum, therefore the Code Minimum value of 1.5000 mm. per UG-16 will be used.

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

$$\begin{aligned} &= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (K_{cor} \cdot D + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (c)} \\ &= (2 \cdot 137.9 \cdot 1.0 \cdot 2.825) / (0.994 \cdot 1506.35 + 0.2 \cdot 2.825) \\ &= 519.913 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:

$$\begin{aligned} &= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (K \cdot D + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (c)} \\ &= (2 \cdot 137.9 \cdot 1.0 \cdot 6.0) / (1.0 \cdot 1500.0 + 0.2 \cdot 6.0) \\ &= 1102.254 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:

$$\begin{aligned} &= (P \cdot (K_{cor} \cdot D + 0.2 \cdot t)) / (2 \cdot E \cdot t) \\ &= (1.0 \cdot (0.994 \cdot 1506.35 + 0.2 \cdot 2.825)) / (2 \cdot 1.0 \cdot 2.825) \\ &= 0.265 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Straight Flange Required Thickness:

$$\begin{aligned} &= (P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + c \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (1.0 \cdot 753.175) / (137.9 \cdot 1.0 - 0.6 \cdot 1.0) + 3.175 \\ &= 3.180 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Straight Flange Maximum Allowable Working Pressure:

$$\begin{aligned} &= (S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (137.9 \cdot 1.0 \cdot 2.825) / (753.175 + 0.6 \cdot 2.825) \\ &= 516.042 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

Factor K, corroded condition [Kcor]:

$$\begin{aligned} &= (2 + (\text{Inside Diameter} / (2 \cdot \text{Inside Head Depth}))^2) / 6 \\ &= (2 + (1506.35 / (2 \cdot 378.175))^2) / 6 \\ &= 0.994415 \end{aligned}$$

Percent Elong. per UCS-79, VIII-1-01-57 $(75 \cdot t_{nom} / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o)$ 1.744 %

MDMT Calculations in the Knuckle Portion:

Govrn. thk, $t_g = 6.0$, $t_r = 1.701$, $c = 3.175$ mm., $E^* = 1.0$
Thickness Ratio = $t_r \cdot (E^*) / (t_g - c) = 0.602$, Temp. Reduction = 22 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve B -29 °C
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 °C

MDMT Calculations in the Head Straight Flange:

Govrn. thk, $t_g = 6.0$, $t_r = 1.712$, $c = 3.175$ mm., $E^* = 1.0$
Thickness Ratio = $t_r \cdot (E^*) / (t_g - c) = 0.606$, Temp. Reduction = 22 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve B -29 °C
Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 °C

Cylindrical Shell From 20 To 30 SA-516 70 , UCS-66 Crv. B at 60 °C

Material UNS Number: **K02700**

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$\begin{aligned} &= (P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (1.0 \cdot 753.175) / (137.9 \cdot 1.0 - 0.6 \cdot 1.0) \\ &= 0.0055 + 3.1750 = 3.1805 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Note: The thickness required was less than the Code Minimum, therefore the Code Minimum value of 1.5000 mm. per UG-16 will be used.

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:
 = $(S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t)$ per UG-27 (c)(1)
 = $(137.9 \cdot 1.0 \cdot 2.825) / (753.175 + 0.6 \cdot 2.825)$
 = 516.042 KPa.

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:
 = $(S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t)$ per UG-27 (c)(1)
 = $(137.9 \cdot 1.0 \cdot 6.0) / (750.0 + 0.6 \cdot 6.0)$
 = 1097.866 KPa.

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:
 = $(P \cdot (R + 0.6 \cdot t)) / (E \cdot t)$
 = $(1.0 \cdot (753.175 + 0.6 \cdot 2.825)) / (1.0 \cdot 2.825)$
 = 0.267 N./mm²

% Elongation per Table UG-79-1 $(50 \cdot t_{nom} / R_f \cdot (1 - R_f / R_o))$ 0.398 %

Minimum Design Metal Temperature Results:

Govrn. thk, $t_g = 6.0$, $t_r = 1.712$, $c = 3.175$ mm., $E^* = 1.0$
 Thickness Ratio = $t_r \cdot (E^*) / (t_g - c) = 0.606$, Temp. Reduction = 22 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve B -29 °C
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -48 °C

Elliptical Head From 30 To 40 SA-516 70 , UCS-66 Crv. B at 60 °C

Material UNS Number: K02700

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:
 = $(P \cdot D \cdot K_{cor}) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P)$ Appendix 1-4(c)
 = $(1.0 \cdot 1506.35 \cdot 0.994) / (2 \cdot 137.9 \cdot 1.0 - 0.2 \cdot 1.0)$
 = $0.0054 + 3.1750 = 3.1804$ mm.

Note: The thickness required was less than the Code Minimum, therefore the Code Minimum value of 1.5000 mm. per UG-16 will be used.

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:
 = $(2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (K_{cor} \cdot D + 0.2 \cdot t)$ per Appendix 1-4 (c)
 = $(2 \cdot 137.9 \cdot 1.0 \cdot 2.825) / (0.994 \cdot 1506.35 + 0.2 \cdot 2.825)$
 = 519.913 KPa.

Berdasarkan hasil analisis pada software PV Elite di dapatkan nilai MAWP yang terjadi pada tangki oil storage tank sebesar 519,913 KPa

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:
 = $(2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (K \cdot D + 0.2 \cdot t)$ per Appendix 1-4 (c)
 = $(2 \cdot 137.9 \cdot 1.0 \cdot 6.0) / (1.0 \cdot 1500.0 + 0.2 \cdot 6.0)$
 = 1102.254 KPa.

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:
 = $(P \cdot (K_{cor} \cdot D + 0.2 \cdot t)) / (2 \cdot E \cdot t)$
 = $(1.0 \cdot (0.994 \cdot 1506.35 + 0.2 \cdot 2.825)) / (2 \cdot 1.0 \cdot 2.825)$
 = 0.265 N./mm²

4.5.2 Analisis Perhitungan Eksternal Pressure

External Pressure Calculation Results :

External Pressure Calculations:

	Section	Outside	Corroded	Factor	Factor
From	To	Length	Diameter	Thickness	A B

		mm.	mm.	mm.	N./mm ²	
10	20	No Calc	1512	2.825	0.0002595	25.944
20	30	3150	1512	2.825	0.50420E-04	5.0409
30	40	No Calc	1512	2.825	0.0002595	25.944

External Pressure Calculations:

		External	External	External	External
From	To	Actual T.	Required T.	Design Pressure	M.A.W.P.
		mm.	mm.	KPa.	KPa.
10	20	6	4.675	1	53.8562
20	30	6	4.19966	1	12.5571
30	40	6	4.675	1	53.8562

Minimum 12.557

External Pressure Calculations:

		Actual Length	Allowable Length	Ring Inertia	Ring Inertia
From	To	Bet. Stiffeners	Bet. Stiffeners	Required	Available
		mm.	mm.	cm**4	cm**4
10	20	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
20	30	3150	39538.8	No Calc	No Calc
30	40	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc

[Elements Suitable for External Pressure.](#)

ASME Code, Section VIII Division 1, 2017

Elliptical Head From 10 to 20 Ext. Chart: CS-2 at 28 °C

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 28 °C : 0.200E+09 KPa.

Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):

Tca	OD	D/t	Factor A	B
2.825	1512.00	535.22	0.0002595	25.94

EMAP = B/(K0*D/t) = 25.944/(0.9 *535.2213) = 53.8562 KPa.

Results for Required Thickness (Tca):

Tca	OD	D/t	Factor A	B
0.385	1512.00	3927.66	0.0000354	3.54

EMAP = B/(K0*D/t) = 3.5354/(0.9 *3927.6602) = 1.0 KPa.

*Check the requirements of UG-33(a)(1) using P = 1.67 * External Design pressure for this head.*

Material UNS Number: K02700

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$= (P*D*Kcor)/(2*S*E-0.2*P) \text{ Appendix 1-4(c)}$$

$$= (1.67*1506.35*0.994)/(2*137.9*1.0-0.2*1.67)$$

$$= 0.0091 + 3.1750 = 3.1841 \text{ mm.}$$

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

$$= ((2*S*E*t)/(Kcor*D+0.2*t))/1.67 \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= ((2*137.9*1.0*2.825)/(0.994*1506.35+0.2*2.825))/1.67$$

$$= 311.325 \text{ KPa.}$$

Maximum Allowable External Pressure [MAEP]:

$$\begin{aligned}
 &= \min(MAEP, MAWP) \\
 &= \min(53.86, 311.3249) \\
 &= 53.856 \text{ KPa.}
 \end{aligned}$$

Thickness requirements per UG-33(a)(1) govern the required thickness of this head.

Cylindrical Shell From 20 to 30 Ext. Chart: CS-2 at 28 °C

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 28 °C : 0.200E+09 KPa.

Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
2.825	1512.00	3150.00	535.22	2.0833	0.0000504	5.04

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*5.0409)/(3*535.2213) = 12.5571 \text{ KPa.}$$

Results for Required Thickness (Tca):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
1.025	1512.00	3150.00	1475.61	2.0833	0.0000111	1.11

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*1.1068)/(3*1475.6071) = 1.0 \text{ KPa.}$$

Results for Maximum Stiffened Length (Slen):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
2.825	1512.00	39538.84	535.22	26.1500	0.0000040	0.40

$$EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*0.4017)/(3*535.2213) = 1.0006 \text{ KPa.}$$

Elliptical Head From 30 to 40 Ext. Chart: CS-2 at 28 °C

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 28 °C : 0.200E+09 KPa.

Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):

Tca	OD	D/t	Factor A	B
2.825	1512.00	535.22	0.0002595	25.94

$$EMAP = B/(K0*D/t) = 25.944/(0.9 * 535.2213) = 53.8562 \text{ KPa.}$$

Results for Required Thickness (Tca):

Tca	OD	D/t	Factor A	B
0.385	1512.00	3927.66	0.0000354	3.54

$$EMAP = B/(K0*D/t) = 3.5354/(0.9 * 3927.6602) = 1.0 \text{ KPa.}$$

*Check the requirements of UG-33(a)(1) using $P = 1.67 * \text{External Design pressure for this head.}$*

Material UNS Number: K02700

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$\begin{aligned}
 &= (P*D*Kcor)/(2*S*E-0.2*P) \text{ Appendix 1-4(c)} \\
 &= (1.67*1506.35*0.994)/(2*137.9*1.0-0.2*1.67) \\
 &= 0.0091 + 3.1750 = 3.1841 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

$$\begin{aligned}
 &= ((2*S*E*t)/(Kcor*D+0.2*t))/1.67 \text{ per Appendix 1-4 (c)} \\
 &= ((2*137.9*1.0*2.825)/(0.994*1506.35+0.2*2.825))/1.67 \\
 &= 311.325 \text{ KPa.}
 \end{aligned}$$

Maximum Allowable External Pressure [MAEP]:

$$\begin{aligned}
 &= \min(MAEP, MAWP) \\
 &= \min(53.86, 311.3249) \\
 &= 53.856 \text{ KPa.}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil analisis pada software PV Elite di dapatkan nilai MAEP yang terjadi pada tangki oil storage tank sebesar 53.856 KPa.

5. KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan dari hasil pembahasan tentang analisis desain tangki jenis *diesel oil storage tank* kapasitas 5 m³ didapatkan kesimpulan sebagai berikut.

1. Dari hasil perhitungan nilai kekuatan tekanan *internal* dan *external* tangki dari MAWP (*Maximum Allowble Working Pressure*) *head* 519,913 KPa, MAWP *shell* 516,042 KPa, MAWP *head* 519,913 KPa, dan MAEP (*Maximum Allowable External Pressure*) *head* 53,8562 Kpa, MAEP *shell* 12,5571 KPa, *head* 53,8562 KPa, dan total MAEP dari *head, shell, bottom* didapat 120,2691 KPa.
2. Dari hasil perbandingan antara dua perhitungan ketebalan dinding pada *head, shell, bottom* berdasarkan tekanan internal pada tangki tidak terdapat jumlah selisih angka terlalu besar dan cenderung hampir sama, pada perhitungan software PV. Elite didapat hasil *head* 3,1804 mm, *shell* 3,1805 mm, dan *bottom* 3,1804mm, sedangkan pada perhitungan manual didapat hasil *head* 3,256 mm, *shell* 3,324 mm.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Pendbhaje, R.Apurva, Mahesh Gaikwad, Nitin Deshmukh, and Rajkumar Patil. “*Design and Analysis of Pressure Vesse*”, Volume 2, 3th International Journal of Innovative Research in Technology & Science pages 28–34, 2014 <http://ijirts.org/volume2issue3/IJIRTSV2I3036.pdf>.
- [2] Aziz, Abdul, Abdul Hamid, and Imam Hidayat. 2014. “Perancangan Bejana Tekan (Pressure Vessel) Untuk Separasi 3 Fasa.” *Sinergi* Vol 18 No. 1: hal 31–38, 2014, <https://dx.doi.org/10.22441/sinergi>
- [3] Kurniawan, Ilham. “Perencanaan Bejana Tekan (Pressure Vessel) Tipe Separator Untuk Fluida Gas.”, 2010.
- [4] Megyesy, Eugene F., Paul Buthod. *Pressure Vessel Handbook-Tenth Edition*. 1997.
- [5] Ball, Bruce E., Will J. Carter. *CASTI Guidebook to ASME Section VIII Div.1-Pressure Vessel-Third Edition*. 2002.
- [6] Bhosale, Hemant, Dilpreet Singh Bedi, and Akash Modasara. 2017. “Design of Vertical Pressure Vessel Using PV Elite Software.” : 2147–53.