

ANALISIS PENGARUH VARIASI TEKANAN DAN RADIUS HEADER TERHADAP FAKTOR KEAMANAN VESSEL DENGAN BEBAN STATIK

Muhammad Fadhilah¹, Ratna Dewi Anjani², Oleh³

muhammadfadhilah28th@gmail.com¹, ratna.dewi@ft.unsika.ac.id², oleh@staff.unsika.ac.id³

Universitas Singaperbangsa Karawang

Abstrak: Pressure vessel atau bejana tekan berfungsi sebagai tempat menyimpan fluida yang mempunyai perlakuan khusus. Dalam perencanaan Pressure vessel ada beberapa hal yang sangat diperhatikan yaitu tegangan-tegangan yang terjadi karena beban internal dalam Pressure vessel Pemilihan bentuk dan geometri vessel terutama Header sangat penting Mengetahui distribusi tegangan pada header, mengetahui tegangan statik terhadap kekuatan luluh material, dan faktor keamanan. Metode penelitian yang dipilih adalah metode eksperimen, kombinasi dua variable bebas dan 2 level penelitian, dibutuhkan perhitungan dengan data (trial) yang cukup banyak dalam menentukan nilai maksimum dan minimum dari system yang dibuat. Sedangkan untuk 3 variasi radius header digunakan ukuran 0.75R, 1R dan 1.25R dengan tekanan perencanaan 7.5 bar dan 10 bar. Tegangan gabungan pada shell dalam tekanan 7,5 bar didapat hasil 185 MPa sedangkan pada tekanan 10 bar didapat hasil 191 MPa. Tegangan gabungan pada header dalam tekanan 7,5 bar dalam variasi 0,75R sebesar 65 Mpa, 1R sebesar 87 MPa, dan 1,25R sebesar 109 MPa sedangkan paada tekanan 10 bar diperoleh tegangan pada 0,75R sebesar 76 MPa, 1R sebesar 100 MPa, dan 1,25R sebesar 126 MPa. Faktor keamanan vessel dihitung berdasarkan pada tegangan kritis yang terjadi dari seluruh vessel. Nilai Safety factor pada tekanan 7,5 bar sebesar 1,15 dan pada tekanan 10 bar 1,114. Tegangan yang terjadi lebih terpusat pada ujung header. Perubahan geometri penyebab terpusatnya tegangan pada bagian ujung header. Untuk distribusi tegangan yang terjadi pada seluruh bagian Pressure vessel tegangan maksimum terjadi masih pada ujung header, tekanan ini terjadi pada radius 1.25R.

Kata Kunci: Tegangan, Vessel, Header, Tekanan

Abstract: Pressure vessel or pressure vessel serves as a place to store fluid that has special treatment. In planning a pressure vessel there are several things that are very considered, namely the stresses that occur due to internal loads in the pressure vessel The selection of the shape and geometry of the vessel, especially the header, is very important Knowing the stress distribution on the header, knowing the static stress against the yield strength of the material, and the safety factor. The research method chosen is an experimental method, a combination of two independent variables and 2 levels of research, it takes calculations with quite a lot of data (trial) in determining the maximum and minimum values of the system created. As for the 3 variations of header radius, sizes 0.75R, 1R and 1.25R are used with planning pressures of 7.5 bar and 10 bar. The combined voltage on the shell at a pressure of 7.5 bar obtained a result of 185 MPa while at a pressure of 10 bar a result of 191 MPa was obtained. . The combined voltage on the header in a pressure of 7.5 bar in a variation of 0.75R of 65 Mpa, 1R of 87 MPa, and 1.25R of 109 MPa while the pressure of 10 bar is obtained voltage at 0.75R of 76 MPa, 1R of 100 MPa, and 1.25R of 126 MPa. The

vessel safety factor is calculated based on the critical stress that occurs from the entire vessel. Safety factor value at a pressure of 7.5 bar is 1.15 and at a pressure of 10 bar is 1.114. The voltage that occurs is more centered at the end of the header. Changes in geometry cause stress concentration at the end of the header. For voltage distribution that occurs in all parts of the pressure vessel the maximum voltage occurs still at the end of the header, this pressure occurs at a radius of $1.25R$.

Keywords: Voltage, Vessel, Header, Pressure

PENDAHULUAN

Pressure vessel atau bejana bertekanan banyak digunakan untuk menyimpan gas atau zat-zat gas yang bertekanan. Vessel ini dirancang tahan terhadap tekanan kerja fluida yang menyertainya. Secara umum bagian vessel terdiri dari badan, header dan lubang saluran masuk dan keluar gas dalam satu kesatuan yang rigid dan kaku. Tekanan kerja pada vessel akan menentukan konstruksi dan ukuran ketebalan vessel. Selain dari itu juga bahan-bahan atau zat-zat yang ditampung mempengaruhi dari ukuran vessel tersebut.

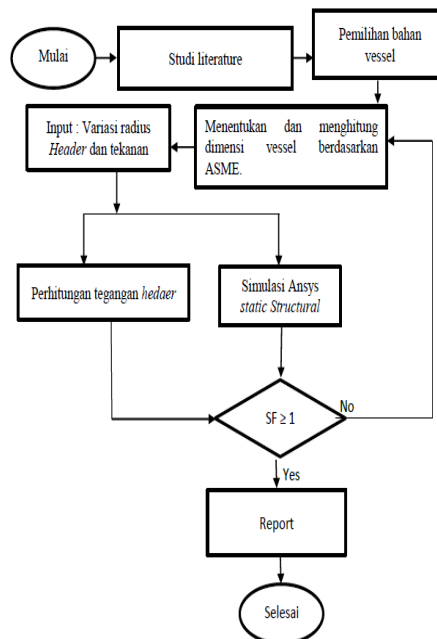
Tegangan yang dialami oleh vessel sebagai penyimpan zat gas yang bertekanan akan mempengaruhi kinerja bagian-bagian tersebut. Umumnya bagian-bagian yang akan mengalami tegangan kritis adalah bagian yang mengalami perubahan geometri sambungan Header akibat tekanan yang berubah-ubah merupakan bagian yang paling banyak mengalami kegagalan dalam vessel. Perubahan bentuk dan perubahan tekanan yang berlebihan memicu terjadinya konsentrasi tegangan titik atau area pada daerah tersebut.

Dalam perancangan dan pembuatan vessel umumnya perancang selalu merujuk kepada Association Standard of Mechanical Engineers (ASME). Beberapa parameter operasional dan karakteristik vessel tercantum didalamnya termasuk evaluasi terhadap kerja terhadap vessel itu sendiri. Hasil rancangan yang sesuai dengan standar ASME memberikan faktor keamanan yang tinggi sehingga harga produksi untuk sebuah vessel dapat lebih mahal.

Melihat kondisi yang terjadi seperti di atas, penulis bermaksud meneliti seberapa besar tegangan yang terjadi pada bagian-bagian tersebut terutama pada radius header. Sehingga dapat memilih ukuran radius header yang sesuai dan dapat digunakan dengan aman tanpa menambah ketebalan plat pada bagian tersebut. Disamping itu juga konstruksi vessel yang dibuat akan lebih ringan dan biaya pembuatan yang lebih murah.

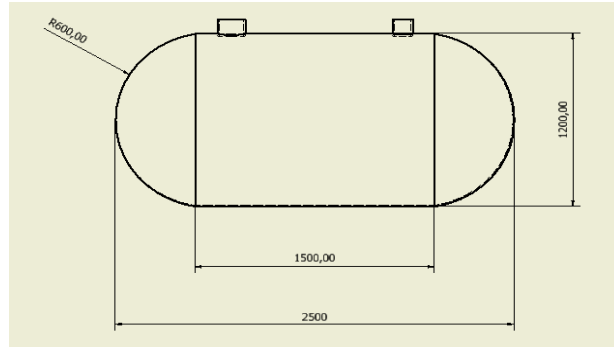
METODE PENELITIAN

Metode Penelitian yang dilakukan pada penelitian ini adalah analisis perhitungan dan simulasi menggunakan *software* ANSYS 17.2. Untuk memulai penelitian ini maka dilakukan beberapa tahapan seperti pada diagram alir dibawah ini.

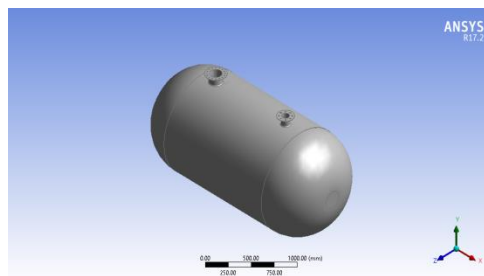


Gambar 1 Diagram alir penelitian

Geometri *Pressure Vessel* yang digunakan adalah *Pressure Vessel Horizontal* dengan 3 variasi radius *header* dengan ukuran 0.75R, 1R dan 1.25R dengan nilai $R = D/2$ diameter dalam *shell* seperti pada gambar dibawah



Gambar 2 Geometri *Pressure Vessel*



Gambar 3 Desain *Pressure Vessel* pada Ansys 17.2

Lingkup penelitian adalah variasi ukuran atau dimensi *header* dengan ketebalan tetap hasil perhitungan. Tekanan yang digunakan adalah tekanan rancangan sebesar 10 bar dan 7.5 bar. Diameter *shell* yang digunakan sebesar $D = 1200$ mm

Tabel 1 Variabel penelitian

Variabel	1	2	3	4	5	6
Rn	450	600	750	450	600	750
P	7.5	7.5	7.5	10	10	10

Material yang digunakan dalam penelitian ini adalah baja ASTM A285 *Grade A* dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 2 Spesifikasi Material

	Grade A	Grade B	Grade C
Tensile Strength	310 Mpa – 450 Mpa	345 Mpa – 485 Mpa	380 Mpa – 515 Mpa
Yield Strength	165 Mpa	185 Mpa	205 Mpa

Dalam mengilustrasikan sebaran deformasi dimensi, geometri dan tegangan yang terjadi dari setiap pembebanan dilakukan menggunakan *Ansys 17.2*. Simulasi dilakukan dengan memilih data dari hasil kobinasi yang telah dilakukan sebelumnya. Data-data teknik berupa bentuk, ukuran vessel dan beban tekanan. Langkah langkah yang dilakukan dalam membuat simulasi dengan pada *Ansys 17.2*

HASIL DAN PEMBAHASAN

Berdasarkan pada rancangan operasional, *pressure vessel* digunakan adalah tipe horizontal dengan gas sebagai fluida kerjanya. Dari data-data perancangan pada tekanan 7.5 bar dan 10 bar, dengan diameter dalam *shell* $D = 1200$ mm dan $E = 1$ dan kekuatan luluh bahan *shell* $S = 24$ ksi atau 165 Mpa, maka diperoleh ketebalan dinding *shell* sebesar:

$$t = \frac{P r}{S E - 0.6 P}$$

$$t = \frac{0.75 \text{ MPa} \left(\frac{1200}{2}\right)}{165 \text{ MPa}(1) - 0.6 (0.75 \text{ MPa})}$$

$$t = 2,7 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P r}{S E - 0.6 P}$$

$$t = \frac{1 \text{ MPa} \left(\frac{1200}{2}\right)}{165 \text{ MPa}(1) - 0.6 (1 \text{ MPa})}$$

$$t = 3,5 \text{ mm}$$

Sedangkan ketebalan header dengan menggunakan nilai $CA = 3$

$$th = \frac{P D K}{2 S E - 0.2 P} + CA$$

$$th = \frac{0.75 \text{ MPa} (1200 \text{ mm}) 1}{2 (165 \text{ MPa}) 1 - 0.2 (0.75 \text{ MPa})} + 3$$

$$th = 5,7 \text{ mm}$$

$$th = \frac{P D K}{2 S E - 0.2 P} + CA$$

$$th = \frac{1 \text{ MPa} (1200 \text{ mm}) 1}{2 (165 \text{ MPa}) 1 - 0.2 (1 \text{ MPa})} + 3$$

$$th = 6,6 \text{ mm}$$

Tegangan akibat tekanan pada bejana tekan baik pada *shell* maupun *header* menimbulkan tegangan sekelilingnya (sejajar dan melingkar). Untuk tegangan dalam arah melingkar atau tangensial menggunakan persamaan:

$$\sigma_1 = \frac{P r}{t}$$

Sedangkan untuk tegangan *shell* arah sejajar atau longitudinal menggunakan persamaan:

$$\sigma_2 = \frac{P r}{2t}$$

Maka didapatkan hasil tegangan *shell* pada tekanan 7,5 bar dan 10 bar seperti tabel di bawah:

Tabel 3 Hasil perhitungan Tegangan pada *shell*

Tekanan	Tegangan Tangensial, σ_1	Tegangan Longitudinal, σ_2
7,5 bar	166 MPa	83 MPa
10 bar	171 MPa	85 MPa

Seperti halnya pada *shell*, tegangan yang terjadi pada *header* juga sama. terjadi tegangan dalam arah memanjang dan melingkar (*header* berupa *circum*). Maka perhitungan serupa dengan cara *shell* hanya berbeda dari ketebalan yang dimiliki oleh *header* persamaan yang digunakan sama seperti perhitungan sebelumnya dengan menggunakan variasi radius *header* yang berbeda yaitu 0,75R, 1R, dan 1,25R maka didapat hasil:

Tabel 4 Hasil perhitungan Tegangan Tangensial *Header*

Tegangan Header, σ_h	0.75R/450mm	1R/600mm	1.25R/750mm
$\sigma_h, P = 7.5$ bar	59 MPa	78 MPa	98 MPa
$\sigma_h, P = 10$ bar	68 MPa	90 MPa	113 MPa

Tabel 5 Hasil perhitungan Tegangan longitudinal Header

Tegangan Header, σ_h	0.75R/450mm	1R/600mm	1.25R/750mm
$\sigma_h, P = 7.5$ bar	29 MPa	39 MPa	49 MPa
$\sigma_h, P = 10$ bar	34 MPa	45 MPa	56 MPa

Tegangan yang terjadi pada elemen kecil *shell* terdiri dari arah melingkar dan sejajar dengan panjang *shell*. Perhitungan tegangan gabungan untuk header sama seperti perhitungan pada *shell* dengan catatan bahwa R sangat besar.

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

Maka hasil Tegangan gabungan pada *shell* adalah

Tabel 6 Hasil Tegangan gabungan pada *shell*

Tekanan	Tegangan Gabungan, σ_s
7,5 bar	143,76 MPa
10 bar	148,1 MPa

Sedangkan hasil tegangan gabungan pada Header dengan variasi radius 0,75R, 1R, dan 1,25R adalah

Tabel 7 Hasil Tegangan gabungan header dengan variasi radius header

No	Tegangan Gabungan Header, σ_h	0.75R	1R	1.25R
1	$\sigma_{Gh}, P = 7.5$ bar	51,09 MPa	67,5 MPa	84,87 MPa
2	$\sigma_{Gh}, P = 10$ bar	58,89 MPa	77,9 MPa	97,86 MPa

Faktor keamanan digunakan karena tidak ada proses manufaktur yang bisa menjamin 100 % kualitas. Setiap bejana tekan harus memiliki faktor keamanan. Faktor keamanan digunakan untuk memperhitungkan ketidakpastian atau bisa dikatakan ketidaksempurnaan dalam material. Faktor keamanan *vessel* dihitung berdasarkan pada tegangan kritis yang terjadi dari seluruh *vessel*. Faktor Keamanan pada *pressure vessel* menggunakan persamaan:

$$sf = \frac{S_y}{\sigma}$$

Dengan menggunakan persamaan di atas di dapat Faktor Keamanan pada shell sebesar

Tabel 8 Hasil Faktor Keamanan pada *shell*

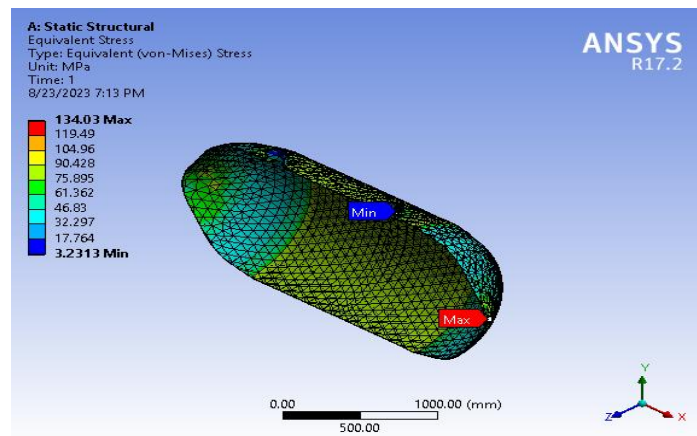
Tekanan	Faktor Keamanan
7,5 bar	1,15
10 bar	1,114

Sedangkan Faktor Keamanan pada header sebesar

Tabel 9 Hasil Faktor Keamanan pada *header*

No	Faktor Keamanan Header, Sf_h	0.75R	1R	1.25R
1	Sf_h , P = 7.5 bar	2,5	1,89	1,51
2	Sf_h , P = 10 bar	2,17	1,65	1,31

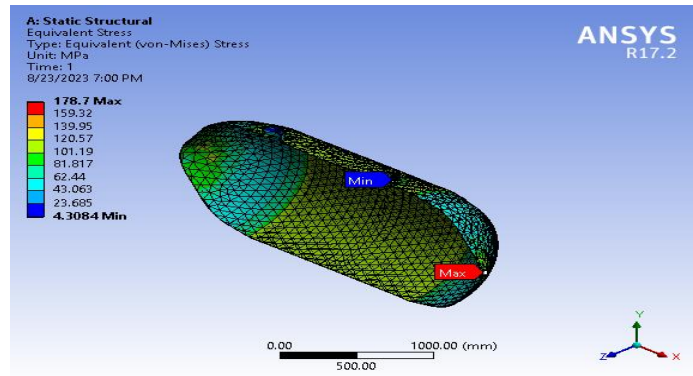
Pada percobaan pertama dilakukan untuk radius 0.75R dengan dengan tekanan 7.5 bar diperoleh distribusi tegangan berikut.



Gambar 4 Distribusi tegangan pada *Vessel* pada tekanan 7.5 bar

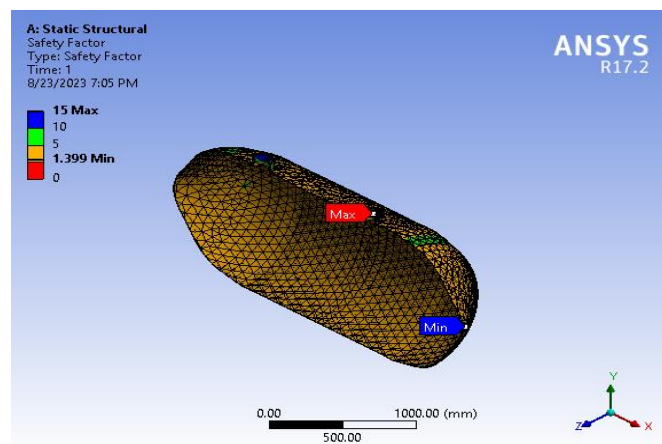
Tegangan maksimum terjadi pada ujung header. hal ini karena ketebalan yang digunakan sama dengan ketebalan *shell*. Dengan menambahkan ketebalan shell maka tegangan akan berkurang. Sedangkan Faktor keamanan material hasil simulasi memberikan nilai sebesar 1,86. hal ini juga terjadi karena ketebalan dinding yang masih kecil sebesar 2.7 mm.

Pada tekanan 10 bar dengan ketebalan yang sama diperoleh distribusi tegangan pada vessel seperti gambar berikut.



Gambar 5 Distribusi tegangan pada *Vessel* pada tekanan 10 bar

Tegangan maksimum terjadi pada ujung *header* sebesar 178 MPa. hal ini karena ketebalan yang digunakan sama dengan ketebalan *shell*. Dengan menambahkan ketebalan *shell* maka tegangan akan berkurang.



Gambar 6 Faktor keamanan pada *Vessel* tekanan 10 bar

Sedangkan Faktor kewanaman material hasil simulasi memberikan nilai sebesar 1,399. hal ini juga terjadi karena ketebalan dinding *header* yang masih kecil sebesar 2.7 mm.

KESIMPULAN

Perencanaan Pressure vessel dengan tekanan rancangan sebesar 7.5 bar dan 10 bar untuk gas diperoleh ketebalan minimum shell sebesar 2.7 mm dan maksimum 3.5 mm. Sedangkan untuk header diperlukan ketebalan minimum sebesar 5.7 mm dan maksimum sebesar 6.6 mm. Dalam simulasi ketebalan shell dibuat 3 mm dan header 5 mm. Berdasarkan perhitungan tangan faktor keamanan yang diperoleh ≥ 1 . Untuk distribusi tegangan yang terjadi pada seluruh bagian Pressure vessel tegangan maksimum terjadi masih pada ujung header. Tekanan ini terjadi pada radius 1.25R. hal ini terjadi karena adanya perubahan geometri pada ujung header. Berdasarkan hasil simulasi menggunakan structural static dari Ansys 17.2, Tegangan yang terjadi lebih terpusat pada ujung header sesuai dengan hipotesa di atas. Perubahan geometri penyebab terpusatnya tegangan pada bagian ujung header.

DAFTAR PUSTAKA

- Wibawa, L. A., Yudhotomo, U. S., Haryanto, Y., & Kurniawan, A. (2021). PENGARUH KETEBALAN DINDING DAN TEKANAN INTERNAL TERHADAP FAKTOR KEAMANAN TABUNG MOTOR ROKET DEXTROSE MENGGUNAKAN ANSYS WORKBENCH. *Jurnal Media Mesin*, Vol. 22 No. 2, 76-84.
- The American Society of Mechanical Engineering. (2015). 2015 ASME Boiler and Pressure Vessel code. New York: The American Society of Mechanical Engineering.
- Setiadi, R. C. (2005). Analisa tegangan pada pressure vessel horizontal dengan menggunakan metode elemen hingga. Retrieved Maret 12, 2023, from dewey.petra: <https://dewey.petra.ac.id/repository/jiunkpe/jiunkpe/s1/mesn/2005/jiunkpe-ns-s1-2005-24401064-6448-vessel-chapter4.pdf>
- Popov, E, P, dan Astamar Zainul "Mekanika Teknik", Edisi kedua Penerbit Erlangga, Jakarta, 1991.
- Shigley, Joseph and Mischke, Charles, "Standard Handbook of Machine Design", Second Edition, Mic Graw Hill, NY, 1996
- Spotts, F, M, "Design Of Machine Elements" Third Edition, Prentice-Hall inc, England.
- Zamil , ASME SECTION VIII Perhitungan Head Internal Pressure (Concave Side))
- Sutowo, C., & ST.,MT., H. (2011). PERANCANGAN PRESSURE VESSEL KAPASITAS 0,017 M3 TEKANAN 1 MPa UNTUK MENAMPUNG AIR KONDENSASI BOGE. *SINTEK*, VOL 5 NO 2 , 14-26.