

**PERANCANGAN BEJANA TEKAN (*PRESSURE VESSEL*) UNTUK
PENGOLAHAN LIMBAH KELAPA SAWIT DENGAN VARIABEL
KAPASITAS PRODUKSI 10.000 TON/BULAN**

Meylia Rodiawati¹⁾ A. Yudi Eka Risano²⁾, Ahmad Su'udi²⁾

¹⁾Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Lampung,

²⁾Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Lampung,
Jl. Prof. Soemantri Brodjonegoro, No.1, Bandar Lampung 35145

Abstrak

Kelapa sawit adalah tumbuhan industri penghasil minyak yang dapat dikonsumsi maupun minyak industri. Bagaimanapun pengolahan kelapa sawit akan menghasilkan limbah. Lebih lanjut, diketahui bahwa limbah tersebut berpotensi sebagai sumber biomassa untuk dikonversikan menjadi biodiesel yang salah satu tahapannya ialah perebusan. Kemudian, proses perebusan yang umum diaplikasikan ialah menggunakan bejana tekan sederhana yang kekuatan dan kapasitasnya terbatas sehingga berimplikasi pada hasil produksi yang tidak maksimal. Oleh sebab itu, penting untuk merancang bejana tekan untuk pengolahan limbah kelapa sawit sesuai spesifikasi yang diperlukan. Tujuan dari penelitian ini adalah menghitung dan menentukan dimensi bejana tekan untuk menampung 10.000 Ton limbah kelapa sawit / bulan dan mengetahui tegangan yang terjadi pada bejana tekan pada saat pengolahan limbah kelapa sawit.

Perancangan dilakukan dengan menentukan jenis bejana tekan yang akan dipakai kemudian melakukan perhitungan dan penentuan diameter bejana, jenis material, jenis shell, nozzle, lifting lug dan head, ketebalan tiap komponen, stress maksimum yang terjadi tiap komponen dan menggambar desain menggunakan software CAD.

Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa dimensi yang sesuai dengan spesifikasi yang diperlukan adalah bejana tekan berdiameter 3,82 m dan panjangnya 30 m. Kemudian tebal shell 3/8" (0,009525m), head tipe torispherical dengan tebal 0,5" (0,0127m), pipa nozzle 16" schedule 20 dengan ketebalan dinding pipa 7,9248mm, pipa manhole NPS 24 SCH 20 dengan ketebalan dinding pipa manhole 9,525mm. Setelah dilakukan perhitungan tegangan longitudinal diperoleh nilai sebesar 29,4 MPa, tegangan circumferential 58,9 MPa dan tegangan total yang terjadi akibat termal Tegangan ini jika dibandingkan dengan tegangan ijinnya sebesar 174,8 MPa maka tegangan yang terjadi masih dalam kondisi aman.

Kata kunci: Limbah kelapa sawit, Bejana Tekan (*pressure vessel*), ASME Section VIII Div.1, Shell, Head, Nozzle, Manhole.

PENDAHULUAN

Kelapa sawit adalah tumbuhan industri penghasil minyak yang dapat dikonsumsi maupun minyak industri. Bagaimanapun pengolahan kelapa sawit akan menghasilkan limbah. Lebih lanjut, diketahui bahwa Indonesia merupakan produsen utama minyak sawit yang berimplikasi pada kuantitas limbah yang dihasilkan. Kemudian, diketahui pula bahwa limbah tersebut berpotensi sebagai

sumber biomassa untuk dikonversikan menjadi biodiesel yang salah satu tahapannya ialah perebusan. Proses perebusan yang umum diaplikasikan ialah dengan menggunakan tangki sederhana yang kekuatan dan kapasitasnya terbatas sehingga berimplikasi pada efisiensi produksi. Oleh karena itu, penting untuk merancang bejana tekan untuk pengolahan limbah kelapa sawit sesuai spesifikasi yang diperlukan.

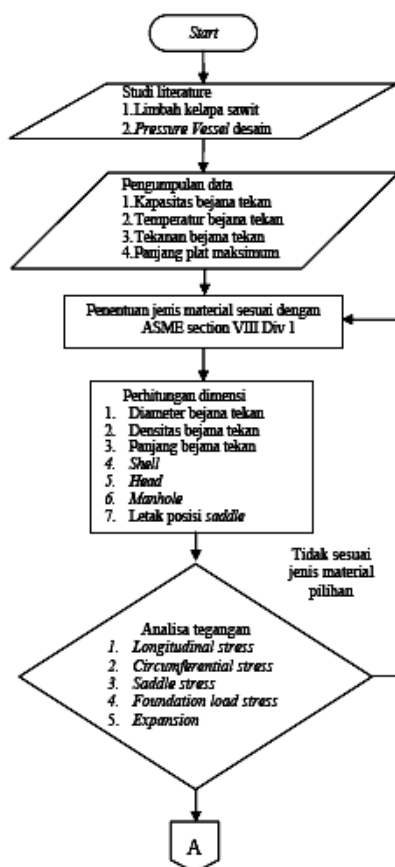
Adapun tujuan dari penelitian ini adalah

menghitung dan menentukan dimensi bejana tekan untuk menampung 10.000 Ton limbah kelapa sawit / bulan dan mengetahui tegangan yang terjadi pada bejana tekan pada saat pengolahan limbah kelapa sawit.

METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian ini akan dilakukan perhitungan dan penentuan dimensi bejana tekan sesuai spesifikasi yang diperlukan berdasarkan aturan yang tertera pada ASME Section VIII Div 1. Secara garis besar penelitian ini, melalui dua tahapan yaitu tahapan perhitungan dan proses desain bejana tekan serta perhitungan tegangan *longitudinal* dan *circumferential* sebagai tolak ukur apakah dimensi yang telah didesain masih dalam kondisi aman atau tidak.

Adapun langkah-langkah yang akan dilakukan peneliti guna memenuhi tujuan penelitian dan penyelesaian rumusan masalah di atas seperti terlihat pada Gambar 1 berikut:



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Data Perancangan

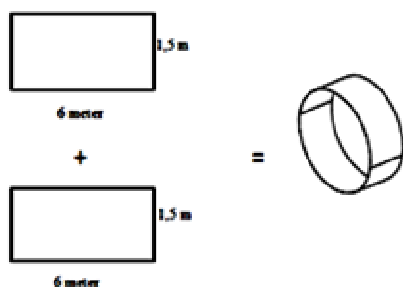
Sebelum melakukan perancangan ada beberapa kriteria perancangan yang dijadikan acuan dalam mendesain bejana tekan, sebagai berikut:

1. Jenis Bejana Tekan : *Horizontal Cylinder 3-Phase*
2. Kapasitas Produksi : 10.000 ^{ton}/bulan
: 333 ^{ton}/hari
3. Tekanan Desain : 2,94 x 10⁵ Pa
4. Temperatur Desain : 80^oC
5. CA : 0,00318 meter [1]
6. Jenis material yang digunakan [6]
 - a. *Shell* : SA 516 Gr 70
 - b. *Head* : SA 516 Gr 70
 - c. *Nozzle* : SA 106B
 - d. *Saddle* : SA 285 C

b. Dimensi Bejana Tekan

Perhitungan dimensi bejana tekan meliputi perhitungan dimensi umum dan dimensi tiap-tiap komponen. Dimensi secara umum dimaksudkan berupa diameter dan panjang bejana tekan.

Penentuan dimensi secara umum tersebut perlu mempertimbangkan ketersediaan bahan di pasaran. Lebih lanjut, diketahui bahwa panjang plat maksimum adalah 6 meter dan lebar 1,5 meter [10]. Kemudian dimensi plat tersebut digunakan sebagai asumsi pada desain diameter bejana tekan. Disisi lain, dengan mempertimbangkan kapasitas dari bahan baku sesuai spesifikasi yang diperlukan maka digunakan dua plat dalam mendesain diameter.



Gambar 2. Penggabungan dua plat

$$\begin{aligned} \text{Keliling lingkaran} &= \pi d \\ 12 &= \pi d \rightarrow d = 3,82 \text{ m} \\ r &= 1,91 \text{ m} \end{aligned}$$

Jadi, jari-jari diameter luar pada shell adalah 1,91 meter.

Langkah selanjutnya, perhitungan panjang bejana sesuai kapasitas dapat diselesaikan menggunakan persamaan volume. Akan tetapi, densitas sampel limbah perlu dihitung terlebih dahulu menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{G - G_0}{V} = 0,0012 \\ &= \frac{0,32943 - 0,01382}{0,000330} = 0,0012 = 956,393 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Lebih lanjut, untuk panjang shell bejana tekan dapat dihitung berdasarkan kapasitas produksi per 20 hari sebagai berikut:

$$\rho = \frac{m}{v} \rightarrow L = \frac{(16 \times 10000) / (20 \times 24)}{\pi \cdot (3,82 / 2)^2 \cdot (956,39)} = 30,415 \text{ meter} \approx 30 \text{ m}$$

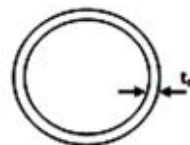
Jadi, panjang shell yang didesain adalah 30 meter dengan plat yang digunakan 20 pasang atau sebanyak 40 lembar.

Setelah diperoleh dimensi umum dari bejana tekan maka dilakukan perhitungan dimensi tiap-tiap komponen sebagai berikut:

1. Tebal shell

Pada perencanaan bejana tekan ini,

menggunakan shell berbentuk silinder horizontal (*horizontal cylinder*) dengan material yang digunakan adalah SA 516 Gr 60.



Gambar 3. Dimensi Tebal Shell

Lalu, perhitungan ketebalan shell dapat ditentukan sebagai berikut:

$$t_{rs} = \frac{PR}{SE_j + 0,4P} + CA$$

Dimana:

$$P = 294.000 \text{ Pascal}$$

$$R = 1,91 \text{ meter}$$

$$S_a = 17.500 \text{ Psi} = 120,66 \text{ MPa (Tabel material SA 516 Gr 70 dengan temperatur kerja sampai } 650^\circ\text{F)}$$

$$E = 1 \text{ (Radiografi)}$$

maka :

$$t_{rs} = \frac{294000(1,91)}{120660000 \cdot (1) + 0,4 \cdot (294000)} + 0,00318 = 0,007829$$

Jadi, tebal yang didesain pada shell adalah 3/8" atau 0,009525 meter.

2. Tebal head

Pada perencanaan kepala bejana tekan menggunakan tipe *torispherical* dengan jenis material sama dengan shell yaitu SA 516 Gr 70 dan penentuan ketebalan komponen menggunakan persamaan berikut:

$$t_{rh} = \frac{0,885 \cdot PL}{SE_j + 0,8 \cdot P} + CA$$

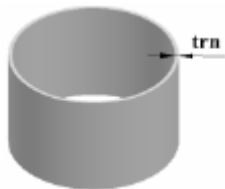
Dimana:

$$t_{th} = \frac{0,885 \cdot (294000) \cdot (3,82)}{120660000(1) + 0,8 \cdot (294000)} + 0,00318 = 0,0114008 \text{ m}$$

Jadi, tebal *head* yang digunakan pada plat adalah ½” atau 0,0127 meter.

3. Tebal pipa *nozzle*

Jenis material yang digunakan pipa nosel ini yaitu SA 106B. Kemudian, tebal pipa yang diperlukan dapat diperoleh menggunakan rumus sebagai berikut :



Gambar 4. Dimensi Tebal pipa *nozzle*

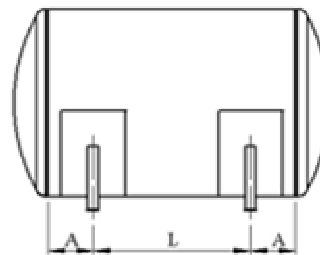
$$t_{trn} = \frac{PR}{SE_f - 0,6P} + CA$$

$$t_m = \frac{294000(1,91)}{120660000(1) \cdot 0,6(29400)} + 0,003175 = 0,0078357 \text{ m}$$

Sehingga, berdasarkan perhitungan diatas, diperoleh tebal nosel sebesar 0.00783571 meter. Jadi standar *flange* dan pipa yang digunakan adalah 16” *schedule 20*.

4. Letak posisi *saddle*

Agar kedudukan bejana tekan seimbang maka diperlukan dua penyangga (*saddle*). Untuk merencanakan penyangga yang lebih hemat dari segi material dan biaya, maka pada desain ini tidak menggunakan plat pengaku (*stiffener ring*). Karena bejana tekan yang direncanakan besar dan panjang maka letak penyangga harus dekat dengan kepala bejana tekan.



Gambar 5. Posisi penyangga (*saddle*) bejana tekan

Dimana:

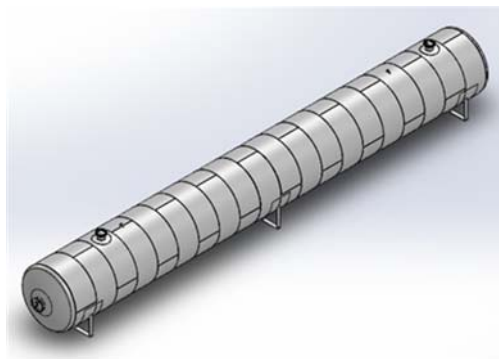
$$\begin{aligned} A &= 0,5R \\ &= 0,5 (1,90985) \\ &= 0,954925 \text{ meter} \approx 1 \text{ meter} \end{aligned}$$

5. Beban angin (P_w)

Dengan mengasumsikan *shell* yang siap pakai dengan kondisi lapangan adalah dengan percepatan angin rata-rata 34 km/jam atau 9,44 m/detik sehingga beban angin yang terapkan pada bejana tekan dapat diketahui menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_w &= 0,0025 \cdot V_w^2 = 0,0025 \cdot (9,44)^2 \\ &= 0,22299 \text{ kg / m}^2 \end{aligned}$$

Setelah dilakukan perhitungan dimensi bejana tekan dan digambar menggunakan *software CAD* seperti tampak pada Gambar 6.



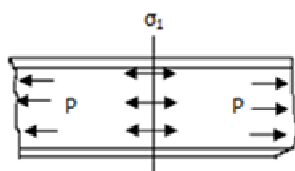
Gambar 6. Bejana tekan (*Pressure vessel*)

c. Analisa Perhitungan Bejana Tekan

1. Analisa tegangan searah (*longitudinal*) yang terjadi pada dinding bejana tekan

Dengan adanya pengaruh dari fluida yang bekerja di dalam bejana tekan maka akan menimbulkan suatu tegangan, salah satunya

tegangan *longitudinal*. Jika tegangan tersebut melebihi tegangan ijinnya [6] (tegangan *yield* SA 516 Gr 70 adalah 38000 Psi = $2,622 \times 10^8$ Pa), kemungkinan bejana tekan yang direncanakan akan mengalami kegagalan (belah).



Gambar 7. Longitudinal stress

$$\sigma_1 = \frac{PR}{2t_w} = \frac{294 \times 10^7 (1,9098)}{2(0,009325)} = 2,94 \times 10^7 \text{ Pa}$$

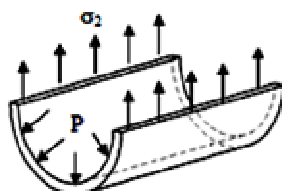
Sedangkan tegangan ijin material yaitu ($S_f = 1,5$):

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_y}{S_f} = \frac{2,622 \times 10^8}{1,5} = 17,48 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Berdasarkan hasil perhitungan diatas, dapat dianalisa bahwa tegangan searah (*longitudinal stress*) pada dinding bejana tekan lebih kecil dari pada tegangan ijinnya ($17,48 \times 10^7$ Pa). Sehingga dinding tersebut mampu menahan tegangan yang terjadi pada bejana tekan dan dapat dinyatakan aman.

2. Analisa tegangan melingkar (*Circumferential*) yang terjadi pada dinding bejana tekan

Jika tegangan searah (*Longitudinal stress*) dapat mengakibatkan bejana tekan belah, maka tegangan melingkar (*circumferential stress*) dapat mengakibatkan bejana putus seperti tampak pada Gambar 8. Hal ini juga dipengaruhi oleh aktivitas fluida yang bekerja selama proses produksi. Adapun perhitungan tegangan melingkar sebagai berikut:

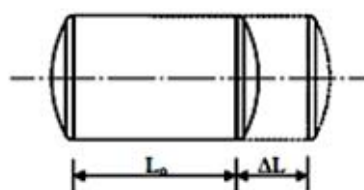


Gambar 8. Tegangan melingkar (*Circumferential Stress*)

$$\sigma_2 = \frac{PR}{t_w} = \frac{294 \times 10^7 (1,9098)}{0,009325} = 5,88 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Setelah dilakukan perhitungan diatas maka dapat dianalisa bahwa tegangan melingkar pada dinding bejana lebih kecil dari tegangan ijin pelat yaitu $\sigma_2 \leq S$ atau $5,88 \times 10^7 \leq 17,48 \times 10^7$). Sehingga dapat dikatakan bahwa dinding tersebut mampu menahan tegangan yang terjadi atau aman.

3. Analisa beban total yang terjadi akibat termal pada bejana tekan



Gambar 10. Penambahan panjang yang terjadi pada bejana tekan

Jika diketahui bahwa:

Suhu lingkungan (T_1) = 80°C

Suhu bejana tekan (T_2) = 600°C

Koefisien muai *steel* (α) = $0,000012 / ^\circ\text{C}$

Panjang mula-mula (L_0) = 30 meter

Maka, besarnya penambahan panjang menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \Delta L &= \alpha L_0 \Delta T \\ &= 0,000012 (30) (520) \\ &= 0,1872 \text{ m} \\ &= 187,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dari penambahan panjang yang diperoleh di atas, maka regangan yang dihasilkan adalah:

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{0,1872}{30} = 0,00624$$

Ternyata regangan yang didapat pada perhitungan diatas lebih kecil jika dibandingkan dengan regangan yang terdapat pada propertis material yang dipakai yaitu 21%

atau 0,21[6]. Sedangkan untuk menghitung tegangan total yang dihasilkan dari regangan tersebut adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_y &= 262,2 \times 10^6 \text{ Pa} \\ \varepsilon_y &= 0,21\end{aligned}$$

$$E_y = \frac{\sigma_y}{\varepsilon_y} = \frac{262,2 \times 10^6}{0,21} = 2,185 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Maka :

$$\begin{aligned}\sigma_3 &= E_y \cdot \varepsilon \\ &= 2,185 \times 10^9 (0,00624) \\ &= 1,3634 \times 10^7 \text{ Pa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{total}} &= \sigma_3 + \sigma_2 \\ &= 1,3634 \times 10^7 + 5,89 \times 10^7 \\ &= 7,2434 \times 10^7 \text{ Pa}\end{aligned}$$

Karena regangan yang dihasilkan lebih kecil pada perhitungan sebelumnya dan juga tegangan total yang dihasilkan juga lebih kecil dari tegangan *yield* ($\sigma_y > \sigma_{\text{total}}$), maka bejana tekan ini masih dikatakan aman untuk digunakan. Selain itu, untuk mengantisipasi tegangan tersebut maka dalam memilih tipe penyangga atau *saddle* harus tepat. Oleh karena itu, dalam perencanaan desain tugas akhir ini menggunakan *saddle* jenis *fix* dan *sliding*.

KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan yang dilakukan maka dapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Dimensi konstruksi bejana tekan
 - a. Diameter = 3,82 meter
 - b. Panjang = 30 meter
 - c. Tebal *shell* = 0,009525 m = 9,525 mm
 - d. Tebal *head* = 0,0127 m = 12,7 mm
2. Tegangan searah (longitudinal *stress*) pada dinding bejana tekan lebih kecil (29,47 MPa) dari pada tegangan ijin material yang digunakan (174,8 MPa), maka bejana tekan dinyatakan aman.
3. Tegangan melingkar (*Circumferential Stress*) pada dinding bejana tekan lebih kecil 58,9 MPa dari pada tegangan ijin material yang digunakan (174,8 MPa), maka bejana tekan dinyatakan aman.

4. Dengan adanya penambahan panjang sebesar 0,1872 m akan mempengaruhi jenis *saddle* yang digunakan, sehingga dapat menghindari tegangan atau kerusakan pada sambungan pengelasan. Oleh karena itu, jenis *saddle* yang didesain pada perencanaan ini adalah *fix* dan *sliding*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASME Committe, 2004, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Rule for Contruction of Pressure Vessel, Division 1 , 2004 Edition, The American Society of Mechanical Engineers Three Park Avenue, New York.
- [2] Brownell, Lloyd E. dan Edwin H. Young, 1959, Process Equipment Desain (Vessel Desain) First Edition, Published by Mohinder Singt Sejwal For Wiley Eastern Limited.
- [3] Khurmi, R.S, 1991, A Text Book of Machine Design, Published by Eurasia Publishing House (Pvt), New Delhi.
- [4] Megyesy, Eugene F, 1972, Pressure Vessel Handbook Sixth Edition, Pressure Vessel Handbook Publishing Inc.
- [5] Moss, Dennis, 2004, Pressure Vessel Desain Manual Third Edition, Published by Gulf Proffesional.
- [6] Praspa, Sandi, 2010, Analisis Hasil Perencanaan Ulang Bejana Tekan Jenis Saparator 3-Phase Pada Kilang Onshore, www.library.upnvj.ac.id/pdf/2s1teknikmesin/093031142/pdf. Diakses pada 16 Maret 2012.
- [7] Risal, Muhammad, 2013, Pemuaian Zat Padat, <http://www.rumus-fisika.com/2012/10/pemuaian-zat-padat.html>. Diakses 17 Febuari 2013.
- [8] Sundaryono, Agus, 2010, Karakteristik Biodiesel dan Blending Biodiesel dari Oil Losses Limbah Cair Pabrik Minyak Limbah KelapaSawit, <http://journal.ipb.ac.id/index.php/jurnaln/article/view/3665/2516> . Diakses 17 Febuari 2013
- [9] <http://www.jayaparisteel.co.id>