

PERANCANGAN *PROTOTYPE* KONSTRUKSI PIPA INDUSTRI MENGACU PADA *ASME CODE B 31.3*

Nur Aziz ^{1*)}, Roy Waluyo ¹⁾, Dwi Yuliaji ¹⁾

¹⁾Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor

*e-mail: nurazizseptiana@gmail.com

ABSTRAK

ASME Code on Piping, B31 merupakan kode standar untuk sistem perpipaan yang banyak ditemukan di pabrik petrokimia, kilang minyak, pabrik kimia, *pharmaceutical*, tekstil, kertas, semi-konduktor, pabrik pemrosesan bahan makanan dan lainnya. Faktor utama diperlukannya standard atau *code* adalah terkait manajemen keamanan dan keselamatan jiwa manusia yang mengoperasikan mesin atau pabrik tersebut. Sehingga diperlukan perancangan yang menjamin keamanan untuk konstruksinya. Dalam penelitian ini, perancangan dilakukan dengan meninjau diameter pipa yang digunakan, ketebalan pipa komersial, menganalisa tegangan pipa apakah masih dalam keadaan aman dengan menggunakan *Software Caesar II 2018*. Tujuan dari penelitian ini adalah memperoleh perancangan sistem pipa industri dengan standart *Code ASME B31.3* dan memperoleh besaran tegangan yang terjadi akibat beban *sustained* dengan tekanan 40,61 Psi (pada saat beroperasi). Hasil dari kalkulasi dengan nilai tebal minimum dinding masing-masing pipa yang mendekati tebal dinding minimum pipa *schedule 5*, dan nilai tegangan tertinggi pada pipa 1 inch sebesar 1589,01 Psi dan untuk tegangan pada pipa 1 1/4 inch sebesar 835,86 Psi. Kesimpulan dari data yang didapatkan pada analisa sistem perpipaan, dengan pipa *schedule 5* masih dalam tahap aman untuk menahan tekanan operasi 40,61 Psi.

Kata kunci : *ASME code B31.3; CAESAR II; perancangan; schedule pipa; tegangan pipa; tumpuan.*

ABSTRACT

ASME Code on Piping, B31, is a standard code for piping systems commonly found in petrochemical factories, oil refineries, chemical factories, pharmaceuticals, textiles, paper, semiconductors, food processing plants, etc. The main factor in the need for a standard or code is related to security management and the safety of the human life that operates the machine or factory. So we need a design that guarantees protection for construction. In this study, the plan was carried out by reviewing the diameter of the pipe used and the commercial pipe's thickness, analyzing whether the pipe stress is still safe using *Caesar II 2018 Software*. This research aims to obtain an industrial pipe system design with *ASME Code B31.3* standard and obtain the amount of stress that occurs due to sustained loads with a pressure of 40.61 Psi (during operation). The results of the calculation with the minimum wall thickness value of each pipe approaching the minimum wall thickness of the *schedule 5* pipe, and the highest stress value on the 1-inch pipe is 1589.01 Psi, and for the stress on the 1 1/4 inch pipe is 835.86 Psi. The data obtained from the analysis of the piping system shows that the *schedule 5* pipe is still in a safe stage to withstand an operating pressure of 40.61 Psi.

Keywords : *ASME code B31.3; CAESAR II; design; pipe schedule; pipe tension; support.*

PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi di bidang industri terutama pada bidang konstruksi yang semakin maju tidak dapat dipisahkan dari sistem pemipaan karena sistem pemipaan merupakan suatu cara yang paling efisien dan umum dari mengangkut cairan fluida dari

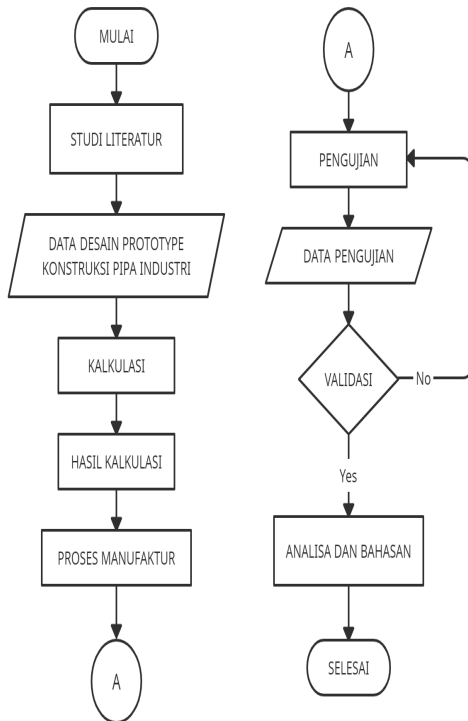
suatu tempat ke tempat yang lain, karena kerugian yang ditimbulkan sangatlah kecil, dan sistem perawatan pipa juga tidaklah sulit. Suatu industri pada dasarnya menginginkan proses yang terjadi haruslah efektif dan efisien. Perancangan sistem pemipaan dalam suatu industri, baik itu industri perminyakan, pengolahan air limbah dan lain-lain,

tidak terlepas dari penggunaan sistem pemipaan. Perancangan sistem pemipaan sangat penting menganalisa tegangan dan fleksibilitas dari pipa tersebut sehingga tidak terjadi kegagalan. Maka sangat diperlukan seseorang engineering untuk menganalisa tegangan dan fleksibilitas dari sistem pemipaan tersebut. Sistem pemipaan harus mempunyai nilai fleksibilitas yang cukup, agar pada saat terjadinya pemuaian thermal, pergerakan pipa dari penyangga sehingga titik-titik persambungan pada sistem pemipaan tidak akan terjadi kebocoran, tidak akan terjadi beban berlebih pada sambungan pipa, tidak terjadinya kegagalan pada sistem pemipaan akibat tegangan yang berlebihan pada pipa tersebut. Perencanaan sistem pemipaan yang baik akan menghasilkan suatu proses yang sangat baik.

Pipa pada umumnya memiliki standar dalam penggunaan dan pengoperasiannya, sehingga dibutuhkan bentuk pengodean dalam satu sistem pemipaan yang digunakan, pemberian kode tersebut sesuai dengan bentuk keadaan dari sistem yang dirancang.

METODE PENELITIAN

Metode penelitian ini dilakukan sesuai langkah-langkah diagram alir sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 1.



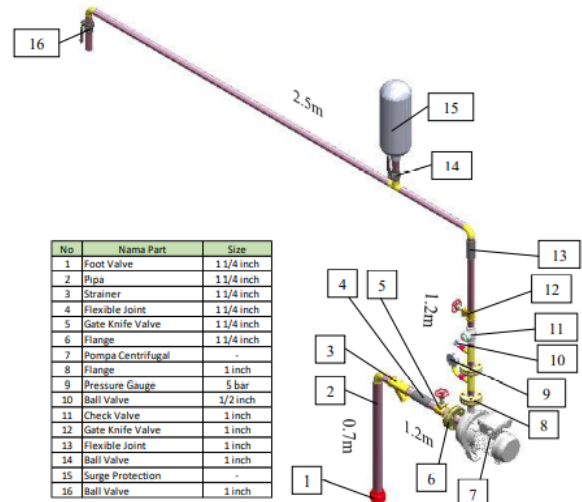
Gambar 1. Diagram alir penelitian

Data Perancangan Perpipaian

Dalam perancangan suatu proyek memerlukan data-data pendukung untuk proses engineering yang memiliki keterkaitan satu dokumen dengan dokumen lainnya yang merupakan ringkasan yang telah disederhanakan dari berbagai spesifikasi dan ketentuan suatu proyek. Berikut data-data yang diperoleh:

Data Desain

Dalam tahapan awal diperlukannya data desain untuk mempermudah dalam melakukan perancangan, data desain yang digunakan adalah gambar dalam tampilan 3 dimensi. Secara detail, dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Desain 3D *prototype* pipa industri

Data Pompa

Pompa yang digunakan dalam perancangan konstruksi pipa industri ini menggunakan pompa sentrifugal EBARA CDX Single Phase dengan *code* CDXM 70/07 dan berkapasitas 80 l/min dengan *head* pompa 2,8 bar.

Data Pipa

Parameter-parameter untuk perhitungan manual dan data masukan (*input*) kedalam program CAESAR II yang akan diproses adalah sebagai berikut:

- Desain Tekanan : 40,61 Psi
- Tekanan Operasi: 40,61 Psi
- Desain Temperatur : 86°F
- Temperatur Operasi: 86°F
- *Corrosion Allowance*: 0,02 in

- Faktor Kualitas: 1
- Coefficient Y: 0.4
- Max. Allowable Strees (S): 20000 Psi
- Max. Yield Strenght (Sy): 35000 Psi
- Max. Tensile Strees (Sh): 60000 Psi

1) Pipa linc

- Kode Desain: ASME B31.3
- Material: Carbon Steel, 106 Grade B
- Diameter Luar (d_o) : 1,315 in

2) Pipa 1 1/4 inch

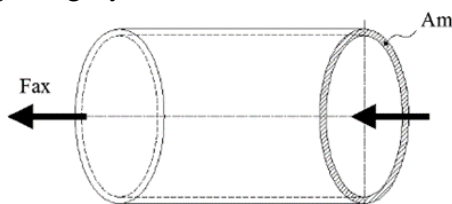
- Kode Desain: ASME B31.3
- Material: Carbon Steel, 106 Grade B
- Diameter Luar (d_o) : 1,660 in

Tegangan Pipa

Perhitungan tegangan pipa merupakan salah satu bagian dari proses perancangan sistem pemipaan yang berkaitan erat dengan perencanaan tata letak pipa dan perencanaan sistem spesifikasi pipa, serta perencanaan tumpuan/penyangga pipa (*pipe support*). Perhitungan tegangan pipa merupakan teknik yang diperlukan oleh engineering untuk mendesain system perpipaan tanpa tegangan berlebih dan beban berlebih pada komponen pipa dan peralatan yang terhubung oleh pipa.

Tegangan Longitudinal

Tegangan longitudinal merupakan tegangan yang terjadi di sepanjang sumbu longitudinal atau aksial sebuah pipa. Berdasarkan gaya penyebabnya, tegangan longitudinal dibagi menjadi tiga, yaitu:



Gambar 3. Gaya aksial pada pipa

a. Tegangan aksial

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m} \tag{1}$$

$$F_{ax} = P \cdot A \tag{2}$$

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \tag{3}$$

Dimana:

P = Tekanan fluida dalam pipa

F_{ax} = Gaya aksial

A = Luas diameter dalam pipa

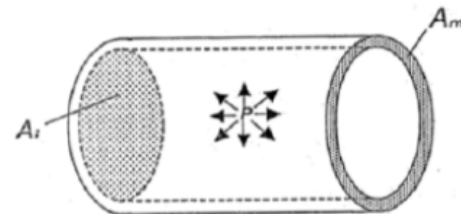
A_m = Luas permukaan pipa

D_o = Diameter luar pipa

D_i = Diameter dalam pipa

Tegangan akibat tekanan dalam pipa (*internal pressure*)

Jika fluida yang mengalir melewati pipa, maka praktis akan memberikan tekanan terhadap dinding pipa baik searah dengan panjang pipa maupun merata pada dinding pipa, hal tersebut akan memberika tegangan internal pada pipa (σ_{ip})



Gambar 4. Tekanan dalam pipa ke segala arah

$$\sigma_{ip} = \frac{P \cdot d_o}{4t} \tag{4}$$

Dimana:

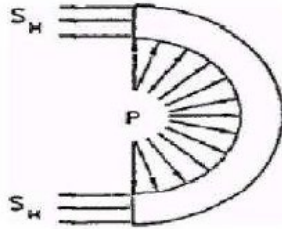
P = Tekanan fluida dalam pipa

A_i = Luas permukaan dalam pipa

t = Ketebalan dinding pipa

Tegangan Sirkumferensial (Hoop Strees)

Tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa dimana tekanan ini bersumber dari fluida dan nilainya selalu positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua. Tekanan dalam ini bekerja ke arah tangensial dan besarnya bervariasi terhadap tebal dinding dari pipa. Nilai tekanan yang diberikan kepada dinding pipa atau nilai tekanan yang dialami dinding pipa sama dengan tekanan yang diberikan oleh fluida.



Gambar 5. Tegangan sirkumferensial (*Hoop Strees*)

$$\sigma_H = \frac{P d_o}{2t} \tag{5}$$

Dimana:

- r_o = Radius luar pipa
- r_i = Radius dalam pipa
- P = Tekanan fluida dalam pipa
- R = Radius lengkung pusat bending pipa

Tegangan Karena Beban Tetap (*Sustain Load*)

Tegangan yang terjadi pada beban sustain merupakan jumlah dari tegangan longitudinal (σ_l) akibat efek tekanan, berat dan beban sustain yang lain, dengan tidak melebihi batasan tegangan dasar yang diizinkan (S_h). Adapun persamaan tegangan akibat *sustain load* antara lain:

$$S_l = \sqrt{(|\sigma_{ax}| + S_b)^2 + (2St)^2} \leq S_h \tag{6}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{I_a F_{ax}}{A_m} \tag{7}$$

$$S_t = \frac{l_i \cdot M_t}{2Z} \tag{8}$$

Dimana:

- S_l = Tegangan akibat beban tetap (*sustain load*)
- S_b = Tegangan tekuk
- S_{ip} = Tegangan yang disebabkan tekanan dalam pipa
- S_h = Tegangan dasar yang diizinkan material berdasarkan ASME B31.3.

i_i, i_o = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *in-plane* dan *out-plane*

M_i = Momen lendutan dalam bidang (*in-plane*) karena beban tetap

M_o = Momen lendutan luar bidang (*out-plane*) karean beban tetap

Z = Effective modulus section

F_{ax} = Gaya aksial yang disebabkan oleh tekanan pipa

I_a = *Sustain load factor* (1.00)

A_m = Luas penampang pipa

Tegangan Karena Beban Okasional

Beban okasional adalah beban yang bekerja secara berubah-ubah menurut fungsi waktu. Suatu sistem perpipaan yang terletak di *outdoor* haruslah mampu menahan beban dinamis, seperti beban terapan angin maksimum, gempa bumi (*seismic*) dan beban *transient* karena perubahan tekanan. Karena beban ini terjadi dengan siklus waktu yang singkat, kegagalan beban ini tidak akan mengakibatkan kegagalan karena rangkak (*creep*), sehingga tegangan yang terjadi diperbolehkan melebihi tegangan akibat beban primer yang tetap (*sustained load*). Keringanan ini berada antara kode pipa, yaitu 33% pada ANSI / ASME B31.3 dan 15% - 20% untuk ASME B31.3. Tegangan akibat beban okasional dikombinasikan dengan beban tetap seperti persamaan berikut:

$$S_l + S_{occ} \leq 1.33 S_h \tag{9}$$

Dimana:

S_l = Tegangan akibat beban tetap (*sustain load*)

S_{occ} = Tegangan *occasional*

S_h = Tegangan dasar yang diizinkan material berdasarkan ASME B31.3

Perancangan Tekanan Untuk Pipa Lurus Yang Menerima Tekanan Internal

Penentu ketebalan dinding pipa sangatlah penting, sebab suatu pipa haruslah mampu menahan tekanan fluida yang bekerja dalam sistem perpipaan tersebut, untuk penentuan ketebalan dinding pipa digunakan kode standar ASME B31.3 antara lain:

$$t = \frac{PD}{2(SEW+PY)} \tag{10}$$

Dimana:

- t = Tebal dinding pipa hasil perhitungan tekanan operasi
- tm = Tebal dinding minimum yang diperlukan
- P = Desain tekanan
- D = Diameter eksternal pipa
- E = Faktor kualitas
- S = Tegangan yang diijinkan, tabel ASME B31.3 A-1
- W = Faktor reduksi kekuatan sambungan pengelasan
- Y = koefisien, yang harganya t < D/6 dapat lihat pada tabel 1, sedangkan untuk t ≥ D/6 lihat perhitungan dibawah ini.

$$Y = \frac{d + 2c}{D + d + 2c} \tag{11}$$

- C = Jumlah dari batas perlakuan mesin (proses bubut, milling, dsb) adalah 0,5mm
- d = Diameter internal pipa
- D = Diameter eksternal pipa

$$tm = t + C \tag{12}$$

Tabel 1. Harga koefisien Y untuk t<D/6

Materials	Temperature, °C (°F)					
	≤ 482 (900 & Lower)	510 (950)	538 (1,000)	566 (1,050)	593 (1,100)	≥ 621 (1,150 & Up)
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Other ductile metals	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cast iron	0.0

Jarak Tumpuan

Jarak tumpuan maksimum pada pipa horizontal tergantung pada:

1. Tegangan lengkung (*Bending Stress*)
2. Defleksi vertikal
3. Frekuensi pribadi

Penentuan jarak antar tumpuan yang diizinkan, dipilih harga terkecil dari persamaan berikut :

$$L = \sqrt{\frac{0.4 Z S_h}{W}} \tag{13}$$

Dimana:

- L = jarak tumpuan
- Z = *modulus of section of pipe*
- Sh = tegangan yang diijinkan
- W = berat total pipa (pipa, fluida, isolator)

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam melakukan hasil dan pembahasan penelitian ini berpedoman pada hasil perhitungan instalasi pipa industri. Diperoleh hasil perhitungan sebagai berikut:

Perhitungan Ketebalan Pipa

- a) Untuk diameter 1.00 inch memiliki diameter luar 1,315 in dengan tekanan dalam pipa sebesar 2.8 bar = 40,61 Psi, maka tebal pipa rata-rata adalah :

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{PxD}{2(SEW + PY)} \\
 &= \frac{40,61 \times 1,315}{2(20000 \times 1 \times 1 + 40,61 \times 0.4)} \\
 &= 0,00133 \\
 t_m &= t + (Corrosion Allowance) \\
 &= 0,00133 \text{ in} + 0,02 \text{ in} \\
 &= 0,0213 \text{ in}
 \end{aligned}$$

- b) Untuk diameter 1-1/4 inch memiliki diameter luar 1,660 in dengan tekanan dalam pipa sebesar 2.8 bar = 40,61 Psi, maka tebal pipa rata-rata adalah :

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{PxD}{2(SEW + PY)} \\
 &= \frac{40,61 \times 1,660}{2(20000 \times 1 \times 1 + 40,61 \times 0.4)} \\
 &= 0,00168 \text{ mm} \\
 t_m &= t + (Corrosion Allowance) \\
 &= 0,00168 \text{ in} + 0,02 \text{ in} \\
 &= 0,02168 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Jarak Tumpuan Pipa

Jarak peletakan penyangga pipa/tumpuan sangat berpengaruh terhadap stabilitas sistem perpipaan, oleh karena itu perlu dipertimbangkan jarak antar masing-masing penyangga secara optimal. Karena pada sistem perpipaan yang dalam keadaan vertikal tidak mengalami beban pada permukaan pipa, sehingga tumpuan yang digunakan hanya untuk mempertahankan pipa dalam keadaan tegak lurus.

Untuk perhitunga jarak tumpuan horizontal pada konstruksi pipa industri dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$L = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times sh}{W}}$$

a) Pipa 1 inch

- Menentukan nilai *modulus section*

$$Z = \frac{I}{Ro}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_0^4 - d_i^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} [(d_0^4 - d_i^4)]$$

$$I = \frac{\pi}{64} [(1,315 \text{ in})^4 - (1,185 \text{ in})^4]$$

$$I = 0,05 \text{ in}^4$$

$$Z = \frac{0,05 \text{ in}^4}{0,6575 \text{ in}}$$

$$Z = 0,076 \text{ in}^3$$

- Menghitung gaya total

Dengan mengetahui berat pipa dan berat fluida air, maka dapat dihitung gaya total yang diperlukan:

$$W = (W_p + W_f) \times g$$

$$W = (0,868 + 0,478) \text{ lb/ft} \times 32,17 \text{ ft/s}^2$$

$$W = 43,3 \text{ pdl}$$

Setelah diketahui semua variable yang dibutuhkan, sehingga dapat dihitung sebagai berikut :

$$L = \sqrt{\frac{0,4 \times Z \times sh}{W}}$$

$$L = \sqrt{\frac{0,4 \times 0,076 \times 20000}{43,3}}$$

$$L = 3,75 \text{ feet atau } 1,143 \text{ meter}$$

b) Pipa 1 1/4 inch

- Menentukan nilai *modulus section*

$$Z = \frac{I}{Ro}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_0^4 - d_i^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} [(d_0^4 - d_i^4)]$$

$$I = \frac{\pi}{64} [(1,660 \text{ in})^4 - (1,530 \text{ in})^4]$$

$$I = 0,103 \text{ in}^4$$

$$Z = \frac{0,103 \text{ in}^4}{0,83 \text{ in}}$$

$$Z = 0,124 \text{ in}^3$$

- Menghitung gaya total

Dengan mengetahui berat pipa dan berat fluida air , maka dapat dihitung gaya total yang diperlukan:

$$W = (W_p + W_f) \times g$$

$$W = (1,11 + 0,80) \text{ lb/ft} \times 32,17 \text{ ft/s}^2$$

$$W = 61,45 \text{ pdl}$$

Setelah diketahui semua variable yang dibutuhkan, sehingga dapat dihitung sebagai berikut :

$$L = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times sh}{W}}$$

$$L = \sqrt{\frac{0,4 \times 0,124 \times 20000}{61,45}}$$

$L = 4,02$ feet atau $1,23$ meter

Perhitungan Tegangan Pipa

1) Tegangan Ijin (Allowable Stress)
 Untuk kondisi occasional load nilai tegangan ijin dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$S_{\text{occasional}} = 1.33 \times Sh$$

$$S_{\text{occasional}} = 1.33 \times 20000 \text{ Psi}$$

$$S_{\text{occasional}} = 26600 \text{ Psi}$$

2) Nilai Tegangan *Longitudinal Load*
Longitudinal load adalah total dari *longitudinal stress* yang disebabkan oleh tegangan longitudinal tekan, tegangan axial dan tegangan tekuk.

a) Pipa 1 inch

- Nilai dari tegangan longitudinal tekan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\sigma_{ip} = \frac{P \times do}{4t}$$

$$\sigma_{ip} = \frac{40,61 \text{ Psi} \times 1,315 \text{ in}}{4 \times 0,065}$$

$$\sigma_{ip} = 205,4 \text{ Psi}$$

- Nilai dari tegangan akibat gaya aksial dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

-Pipa *Outside Diameter*

$$A_o = \frac{1}{4} \times \pi \times d_o^2$$

$$A_o = \frac{1}{4} \times 3,14 \times 1,315^2$$

$$= 1,36 \text{ in}^2$$

-Pipa *Inside Diameter*

$$A_i = \frac{1}{4} \times \pi \times d_i^2$$

$$A_i = \frac{1}{4} \times 3,14 \times 1,185^2$$

$$= 1,102 \text{ in}^2$$

$$A_m = A_o - A_i$$

$$A_m = 1,36 \text{ in}^2 - 1,102 \text{ in}^2$$

$$= 0,258 \text{ in}^2$$

Sehingga:

$$\sigma_{ax} = \frac{P \times A_i}{A_m}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{40,61 \times 1,102 \text{ in}^2}{0,258 \text{ in}^2}$$

$$= 173,46 \text{ Psi}$$

b) Pipa 1 1/4 inch

- Nilai dari tegangan longitudinal tekan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\sigma_{ip} = \frac{P \times do}{4t}$$

$$\sigma_{ip} = \frac{40,61 \text{ Psi} \times 1,660 \text{ in}}{4 \times 0,065}$$

$$\sigma_{ip} = 259,3 \text{ Psi}$$

- Nilai dari tegangan akibat gaya aksial dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

-Pipa *Outside Diameter*

$$A_o = \frac{1}{4} \times \pi \times d_o^2$$

$$A_o = \frac{1}{4} \times 3,14 \times 1,660^2$$

$$= 2,16 \text{ in}^2$$

-Pipa *Inside Diameter*

$$A_i = \frac{1}{4} \times \pi \times d_i^2$$

$$A_i = \frac{1}{4} \times 3,14 \times 1,185^2$$

$$= 1,84 \text{ in}^2$$

$$\begin{aligned}
 A_m &= A_o - A_i \\
 A_m &= 2,16 \text{ in}^2 - 1,84 \text{ in}^2 \\
 &= 0,32 \text{ in}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ax} &= \frac{P \times A_i}{A_m} \\
 \sigma_{ax} &= \frac{40,61 \times 1,84 \text{ in}^2}{0,32 \text{ in}^2} \\
 &= 233,51 \text{ Psi}
 \end{aligned}$$

3) Nilai Tegangan *Sirkumferensial (Hoop Stress)* Tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa dimana tekanan ini bersumber dari fluida. Untuk menghitung nilai tegangan sirkumferensial dapat menggunakan persamaan berikut.

a) Pipa 1 inch

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ip} &= \frac{P \times do}{2t} \\
 \sigma_{ip} &= \frac{40,61 \text{ Psi} \times 1,315}{2 \times 0,065} \\
 \sigma_{ip} &= 410,78 \text{ Psi}
 \end{aligned}$$

b) Pipa 1 1/4 inch

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ip} &= \frac{P \times do}{2t} \\
 \sigma_{ip} &= \frac{40,61 \text{ Psi} \times 1,660}{2 \times 0,065} \\
 \sigma_{ip} &= 518,56 \text{ Psi}
 \end{aligned}$$

Analisa Tegangan Pada Pipa

Analisa tegangan pipa pada sistem perpipaan dengan menggunakan *software* CAESAR II 2018 akan menghasilkan data tegangan yang terjadi pada jalur perpipaan yang sudah lama di desain pada aplikasi sebelumnya. Perhitungan tegangan yang sudah dilakukan sesuai dengan pembebanan yang ditentukan pada *loadcase*. Hasil yang telah didapat dari aplikasi, setelah itu dianalisa dengan membandingkan hasil tegangan maksimum yang telah didapatkan, dalam nilai tegangan izin berdasarkan strandart ASME B31.3. Hasil

Analisa yang diketahui dapat dilihat pada Tabel 2 dan 3.

Tabel 2. Hasil Perhitungan Tegangan Akibat Beban Sustain Untuk Pipa 1 1/4 inch.

No	Node	Code Stress (Psi)	Allowable Stress (Psi)	Ratio %
1	10-18	295.63	20000	1.48
2	18-19	333.70	20000	1.67
3	19-20	333.70	20000	1.67
4	20-30	835.86	20000	4.18

Dari Tabel 2 hasil perhitungan CAESAR II untuk pipa 1 1/4 in diatas menunjukkan bahwa tegangan terbesar yang ditimbulkan akibat beban sustainnya sebesar 835,86 Psi. Hasil perhitungan dengan *software* CAESAR II menunjukkan bahwa tegangan tersebut masih berada pada batas tegangan izin material sebesar 20000 Psi dengan rasio 4,18 % maka pipa tersebut tidak mengalami *overstress*.

Tabel 3. Hasil Perhitungan Tegangan Akibat Beban Sustain Untuk Pipa 1 inch

No	Node	Code Stress (Psi)	Allowable Stress (Psi)	Ratio %
1	38-40	797.29	20000	3.99
2	38-39	1391.87	20000	6.96
3	39-50	1391.87	20000	6.96
4	50-58	1545.69	20000	7.73
5	58-59	1588.65	20000	7.94
6	59-60	1589.01	20000	7.95
7	60-70	1287.40	20000	6.44

Dari Tabel 3 hasil perhitungan CAESAR II untuk pipa 1 in menunjukkan bahwa tegangan terbesar yang ditimbulkan akibat beban sustainnya sebesar 1589,01 Psi. Hasil perhitungan dengan *software* CAESAR II menunjukkan bahwa tegangan tersebut masih berada pada batas tegangan izin material sebesar

20000 Psi dengan rasio 7,95 % maka pipa tersebut tidak mengalami *overstress*.

KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil perhitungan tegangan pada sistem perpipaan dengan perhitungan manual dan program CAESAR II dapat disimpulkan bahwa nilai tebal dinding pipa yang didapat dari perhitungan untuk pipa 1-inch sebesar 0,0213-inch dan untuk pipa 1 1/4-inch sebesar 0,02168 inch. Nilai tegangan akibat beban tetap (*sustain load*) terbesar yang dihitung menggunakan software CAESAR II saat tegangan operasi 40,61 Psi untuk pipa 1 inch terjadi pada node 59-60 dengan nilai 1589,01 Psi. Namun tegangan tersebut masih berada pada batas tegangan izin material sebesar 20000 Psi dengan rasio 7,95%. Untuk pipa 1 1/4 inch terjadi pada *node* 20-30 dengan nilai 835,86 Psi, namun tegangan tersebut masih berada pada batas tegangan izin material sebesar 20000 Psi dengan rasio 4,18 %.

REFERENSI

- Abdillah, A. (2014). *Analisa Tegangan Pipa pada Jalur Pemipaan Gas*. Bengkulu. Universitas Bengkulu.
- ASME B31.3. (2014). *Proses Piping American Society of Mechanical Engineers*. New York. NY
- Epsito and Thrower.R.J. (1991). *Machine Design*, New York Delmar Publisher, Inc
- Harsokoemo, H. D. (2004). *Pengantar Perancangan Teknik (Perancangan Produk)*. Bandung, Politeknik Manufaktur Negeri Bandung.
- Pridyatama, P. A., & Kurniawan, B. A. (2014). *Analisa Rancangan Pipe Support pada Sistem Perpipaan High Pressure Vent Berdasarkan Stress Analysis dengan Pendekatan Caesar II*. Jurnal Teknik ITS, 3(2), F168-F173.
- Raswari. 1987. *Perancangan dan penggambaran sistem perpipaan*. Jakarta: UI-Press.
- Udin, M. N., Setiawan, A. H., & Siswanto, B. (2016). *Perancangan Media Pembelajaran Menggambar Teknik Dengan Menggunakan Macromedia Flash*. Indonesian Journal of Civil Engineering Education, 2(1).