

Analisa Tegangan Sistem Perpipaan *Jet Fuel Oil* pada area *Splash Zone*

Mersa Nur Na'ima. S^{1*}, Adi Wirawan Husodo^{2*}, Lely Pramesti^{3*}

Teknik Perpipaan, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1}*
Teknik Perpipaan, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{2}*
Teknik Permesinan Kapal, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{3}*

Email: mersanur@student.ppns.ac.id^{2*}; adi_wirawan@ppns.ac.id^{2*}; lelypramesti@ppns.ac.id^{3*}

Abstract - In order to reduce the burden of imports and increase the production of quality and environmentally friendly fuels in Indonesia. In this project, PT. X added a production capacity of up to 100,000 barrels per day, up 38 percent from 260 thousand barrels to 360 thousand barrels per day. One of the added facilities is the jet fuel oil facility that connects from the existing pipe to the Loading arm. This pipe is located in the area of Splash Zone or splash area so that when the tide is rising, the waves will give a big influence so it needs to be done carefully. However, stress analysis and calculation are carried out due to stresses due to Sustained loads, stresses due to thermal / expansion loads and stress due to occasional loads. In analyzing the stress, ASME (American Society of Mechanical Engineering) B31.4 uses the Pipeline System for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids. Meanwhile, to analyze the waves used 1981 DNV (Det Norske Veritas). To do the stress calculation, CAESAR II software is used, then the results of these calculations will be compared with the permit voltage in ASME B31.4. Thus it can be seen whether the stress is safe or not to be operated.

Keywords: Stress analysis, ASME B31.4, waves, sustained loads, thermal loads, Occasional loads.

Nomenclature

A	Toleransi <i>grooving</i> , <i>threaded</i> dan laju korosi (in)
A	Luas penampang = $\frac{1}{4}\pi d^2$
a	Percepatan partikel air arah normal dari sumbu pipa
C_A	Koefisien <i>added mass</i>
C_D	Koefisien seret
C_M	Koefisien inersia = (1+C _A)
Δ	Ekspansi Thermal
D	Diameter luar (in)
E	Modulus Elastisitas
E	Modulus Elastisitas (lb/in ²)
E_j	<i>Weld Joint Factor</i>
f	Fatigue factor
F	<i>Design Factor</i> . Pada standar ASME B31.4 nilai F tidak boleh melebihi ≤0.72
F_a	<i>Axial Force</i>
I	Momen inersia pipa (in ⁴)
L	Panjang <i>span</i> terkecil (in)
L_{pipa}	Panjang pipa (in)
M	Momen bending pipa, lb.in
M_t	<i>Torsional moment</i>
NOS	Jumlah Support yang dibutuhkan
P_i	<i>Internal Design pressure</i> (psi)
S	<i>Allowable Stress</i> (psi)
Sc	$\frac{2}{3}$ S _y pada suhu operasi terendah
Sh	$\frac{2}{3}$ S _y pada suhu operasi tertinggi

S_H	Tegangan akibat beban internal
S_L	<i>Longitudinal Stress</i> , psi
S_y	<i>Specified minimum Yield Strength of the pipe</i> (psi)
t	Ketebalan dinding pipa (in)
T	Temperatur
tn	Ketebalan nominal yang memenuhi tekanan desain & toleransi (in)
U	kecepatan partikel air
V	viskositas kinematik (1.2363 x 10 ⁻⁵ ft ² /s)
v	Kecepatan partikel air, arah normal dari sumbu pipa
W	Berat total pipa (lb/in)
Z	<i>Modulus selection</i> pipa, in ³
ρ	kerapatan air

1. PENDAHULUAN

Guna mengurangi beban impor dan meningkatkan produksi BBM berkualitas dan ramah lingkungan di Indonesia. Dalam proyek ini PT.X menambahkan kapasitas produksi hingga 100 ribu barel perhari, atau naik 38 persen dari sebelumnya 260 ribu barel menjadi 360 ribu barel perhari. Salah satu fasilitas yang ditambahkan adalah fasilitas *jet fuel oil* yang menghubungkan dari pipa lama menuju Loading arm. Pipa ini berada di area *Splash Zone* atau are percikan sehingga apabila air laut pasang, gelombang akan memberi pengaruh yang besar

sehingga perlu dilakukan perhitungan yang matang

Dalam penelitian dilakukan Analisa tegangan yang diakibatkan beban *Sustained*, tegangan akibat, dan tegangan akibat beban termal/ekspansi dan occasional. Dalam menganalisa tegangan, digunakan ASME (*American Society of Mechanical Engineering*) B31.4 tentang *Pipeline System for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids*. Sedangkan untuk menganalisa gelombang digunakan DNV (*Det Norske Veritas*) 1981.

Untuk melakukan perhitungan tegangan digunakan *software CAESAR II*, kemudian hasil perhitungan tersebut akan dibandingkan dengan tegangan ijin yang ada dalam ASME B31.4. Dengan demikian dapat diketahui apakah tegangan tersebut aman atau tidak untuk dioperasikan.

2. METODOLOGI

2.1 PROSEDUR PENELITIAN

Pengerjaan penelitian ini diawali dengan melakukan perhitungan minimum ketebalan pipa. Kemudian dilanjutkan dengan perhitungan jarak minimum antar penyangga. Perhitungan jarak minimum antar penyangga dibagi menjadi 2 yaitu berdasarkan batas tegangan dan berdasarkan batas defleksi.

Dikarenakan pipa yang dianalisa berada pada *splah zone*, maka gaya akibat gelombang, serta *corrosion allowance* harus diperhatikan. Gaya akibat gelombang dibagi menjadi 3 yaitu *drag force, inertia force* dan *lift force*.

Setelah didapatkan nilai gaya akibat gelombang, dilanjutkan dengan melakukan perhitungan serta Analisa tegangan baik secara manual maupun dengan *software CAESAR II*. Analisa tegangan dibagi menjadi yaitu Analisa tegangan akibat beban *sustain*, Analisa tegangan akibat beban ekspansi termal dan Analisa tegangan akibat beban occasional. Kemudian hasilnya akan dibandingkan dengan *code* yang digunakan yaitu ASME B31.4 guna mengetahui sistem perpipaan yang dianalisa aman beroperasi atau tidak.

2.2 Ketebalan Minimum Dinding Pipa

Perhitungan ketebalan minimum digunakan untuk memastikan ketebalan pipa sesuai dengan minimum ketebalan sehingga pipa bekerja dengan aman saat beroperasi. Untuk perhitungan tegangan, telah diatur dalam *code* yang berlaku pada ASME B31.4, 2016 dengan menggunakan Formula (1):

$$t_n \geq t + A \tag{1}$$

$$t = \frac{P_i x D}{2S} \tag{2}$$

Setelah diketahui tebal minimum pipa, kemudian akan dicari *schedule* pipa yang tepat sesuai API- 574 tabel 1. Sehingga didapatkan diameter pipa yang benar.

2. 3 Minimal Jarak Antar Penyangga

Allowable span atau minimum antar support atau penyangga, Untuk menghindari defleksi pada pipa, *supporting* yang baik perlu mempertimbangkan jarak antar tumpuan atau *pipe span*. Jarak ini dapat dihitung dengan Persamaan 3 dan 4 (Kannapan, 1986)

$$L = \sqrt{\frac{0.4 x z x S h}{w}} \quad \text{batas tegangan} \tag{3}$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{13.5 w}} \quad \text{batas defleksi} \tag{4}$$

$$\text{Number of span} = \frac{L_{\text{pipa}}}{L} \tag{5}$$

2. 4 Gaya Akibat Gelombang

Perhitungan gaya akibat gelombang dengan Persamaan Morisson ini digunakan ketika $D/L < 0.2$. Persamaan ini mengasumsikan bahwa terdiri dari gaya seret dan gaya inersia. Terdapat koefisien C_D dan C_M yang besarnya ditentukan dalam sebuah eksperimen. Ketika gaya seret lebih dominan dalam suatu analisa maka persamaan ini akan digunakan.

Persamaan Morison menyatakan bahwa gaya gelombang merupakan penjumlahan dari gaya seret (*drag*) dan gaya angkat (*lift*) yang muncul akibat kecepatan air, serta gaya inersia akibat percepatan partikel air. Menurut (DNV, 1981) Perumusannya pada Persamaan (6), (7), (8), (9).

$$dF = dF_D + dF_I + dF_L \tag{6}$$

$$F_D = 0.5 \rho C_D D v |v| \tag{7}$$

$$F_I = \rho C_M A a \tag{8}$$

$$F_L = 0.5 \rho C_L D v^2 \tag{9}$$

Penentuan koefisien – koefisien C_D , C_H , C_M , dan C_L mengacu pada kode DNV, 1981 mengenai *rules of submarine pipeline system*. Besarnya koefisien – koefisien ini bergantung pada bilangan Reynold. ditunjukkan pada Persamaan (10):

$$Re = \frac{U x D}{\nu} \tag{10}$$

Berdasarkan bilangan Reynold diatas, kemudian Mousselli, 1981 menuliskan koefisien hidrodinamika dalam Tabel 1.

Tabel 1. Rekomendasi Koefisien Hidrodinamika untuk aliran Steady

Re	C _D	C _L	C _M
Re < 5 x 10 ⁴	1,3	1,5	2
5x10 ⁴ < Re < 1x10 ⁵	1,2	1	2
1x10 ⁵ < Re < 2,5x10 ⁵	1,53-	1,2-	2
	(Re/3x10 ⁵)	(Re/5x10 ⁵)	
1x10 ⁵ < Re < 5x10 ⁵	0,7	0,7	2,5-
			(Re/5x10 ⁵)
Re > 5 x 10 ⁵	0,7	0,7	1,5

Sumber : (Mousselli, 1981)

2. 5 Analisa Tegangan Pipa

Berdasarkan ASME B31.4 tegangan yang dialami pipa adalah tegangan akibat beban internal, tagangan akibat beban *sustain*, tegangan

akibat beban thermal dan tegangan akibat beban occasional. Tegangan tersebut tidak boleh melebihi nilai tegangan ijin (*allowable stress*).

a) Tegangan akibat tegangan internal

$$S_H = \frac{PiDo}{2t} \quad (11)$$

b) Tegangan akibat beban sustain

$$S_L = \frac{PiD}{4t} + \frac{iM}{Z} + \frac{Fa}{A} \quad (12)$$

c) Tegangan akibat beban thermal
 d)
$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} \quad (13)$$

$$S_b = \frac{\sqrt{(i+M_i)^2 + (i_o+M_o)^2}}{z} \quad (14)$$

$$S_t = \frac{Mt}{2z} \quad (15)$$

$$M_t = \frac{6 \Delta E}{L^2} \quad (16)$$

$$\Delta = \alpha \times L \times \Delta T \quad (17)$$

e) Tegangan akibat beban occasional

$$S_{occ} = \frac{PiD}{4t} + \frac{M_A}{Z} + \frac{F_a}{A} + \frac{M_B}{Z} \quad (18)$$

2. 6 Tegangan Ijin Pipa

Dalam ASME B31.4 “*Pipeline Transportation System for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids*” sebuah sistem perpipaan dikatakan aman apabila tegangannya tidak melampaui tegangan ijin atau *allowable stress* yang telah dinyatakan dengan Persamaan (19):

$$S = F \times E_j \times S_y \quad (19)$$

Sedangkan untuk menentukan Design factor dan *Specified minimum Yield Strength of the pipe*. ASME B31.4 telah menetapkan nilai tersebut berdasarkan jenis material serta bagaimana desain pipa tersebut diterapkan. Kedua nilai tersebut dapat dilihat pada Gambar 1 dan Tabel 2

Table 403.2.1-1 Tabulation of Examples of Allowable Stresses for Reference Use in Piping Systems Within the Scope of This Code

Specification	Grade	Specified Min. Yield Strength, psi (MPa)	Weld joint factor, E	Allowable Stress Value, S, -20°F to 250°F (-30°C to 120°C), psi (MPa)
Seamless				
API 5L	A25	25,000 (172)	1.00	18,000 (124)
API 5L, ASTM A 53, ASTM A 106	A	30,000 (207)	1.00	21,600 (149)
API 5L, ASTM A 53, ASTM A 106	B	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)

Gambar 1. Tegangan Ijin, Faktor Joint, dan Minimum Yield Strength Material (ASME B31.4, 2009)

Tabel 2. Nilai Tegangan Ijin Sistem Pipeline

Location	Internal Pressure Stress, SH	Allowable Expansion Stress	Addition Longitudinal Stress	Sum off Longitudinal Stresses From Sustained and Occasional Loads
Restrained Pipeline	0,72(E)Sy	S _A	0,90Sy	0,90y
Unrestrained Pipeline	0,72(E)Sy	S _A	0,75Sy	0,80Sy

(Sumber:ASME B31.4, 2016)

Untuk unrestrain pipe tegangan ijin tegangan ekspansi, S_A dituliskan dengan Persamaan (19).

$$S_A \leq f [1.25 (S_c + S_h) - S_L] \quad (20)$$

3.HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data Teknis

Data spesifikasi pipa dan data gelombang digunakan untuk melakukan perhitungan dan analisa tegangan pada jalur pipa menggunakan software CAESAR II, dapat dilihat pada Tabel 3 dan 4 dibawah.

Tabel 3. Data Spesifikasi Pipa

Parameter	Nilai
Jenis Pipa	ASTM A106 Gr B
NPS	10 in
OD	10.75 in
Temperatur Desain	68°C 154,4 F
Temperatur Operasi	40°C 104 F
Tekanan Desain	3,55 bar 51,488 psi
Fluid Density	0,030 lbf/in ³
Pipe Density	0,284 lbf/in ³
Tensile Strength	60.000 psi
SMYS	35.000 psi
Corrosion Allowance	0,247 in
Joint Factor	1
Faktor Desain	0,72
Poisson’s Ratio	0.3
Specific Gravity	7,8 SG
Allowable Deflection	$\frac{5}{8}$
Modulus Elastisitas Pipa	27.7 x 10 ⁶ psi
Section Modullus	25,6 in ³

Tabel 4. Data Spesifikasi Gelombang

Parameter	Nilai
H significant	0,93m (36,61 in)
Periode	5,22 s
Hmax	2,79m (109,245 in)
Marine Growth	38mm (1,496 in)
Densitas	1.325kg/m ³ (0,04787 lb/in ³)

3.1 Minimum Ketebalan Pipa

Perhitungan *minimum wall thickness* menggunakan Persamaan 2 dan untuk persamaan *Allowable Stress* menggunakan Persamaan 19.

1. Perhitungan tegangan ijin pipa

$$S = F \times E_j \times S_y$$

$$= 0,75 \times 1 \times 35.000$$

$$= 26.250 \text{ psi}$$

2. Perhitungan minimum ketebalan dinding pipa

$$t = \frac{Pi \times D}{2S}$$

$$= \frac{51,488 \text{ psi} \times 10,75 \text{ in}}{2 \times 25.200 \text{ psi}}$$

$$= 0,01098 \text{ in}$$

3. Perhitungan minimum ketebalan dinding pipa yang diijinkan

$$t_n \geq t + A$$

$$t_n \geq 0,01098 \text{ in} + 0,236 \text{ in}$$

$$t_n \geq 0,247 \text{ in}$$

Berdasarkan API 574 Tabel 1 dengan nilai minimum ketebalan 0,247 maka digunakan *schedule* 30 sebesar 0,307in.

$$\begin{aligned} t_n &\geq t + A \\ (0,307)(1-0,125)in &\geq 0,247in \\ 0,269in &\geq 0,247in \end{aligned}$$

Karena hasil dari nilai $t_n \geq t + A$, maka pemilihan ketebalan dinding pipa sebesar 0,307in (*schedule* 30) diterima. Pada data perusahaan telah ditetapkan ketebalan pipa tersebut dengan *schedule standart* (40). Namun dikarenakan pada perhitungan yang telah dilakukan, pipa dengan *schedule* 30 sudah memenuhi syarat minimum ketebalan dinding pipa, maka digunakan *schedule* 30 untuk guna mengurangi biaya konstruksi sistem perpipaan tersebut.

3.2 Jarak Minimum Antar Penyangga

Dengan mengasumsikan pipa sebagai *simply supported beam* maka persamaan yang digunakan berdasarkan batasan tegangan atau batasan defleksi. Dalam pengerjaan ini digunakan Persamaan (4) dan (5).

Tabel 5 Nilai Allowable Span

Variabel	Nilai (ft)	Nilai (in)
Berdasarkan batas tegangan	56,86	682,32
Berdasarkan batas defleksi	38,81	465,70

Hasil perhitungan jarak minimum antar penyangga diambil nilai yang paling kecil diantara nilai jarak minimum berdasarkan batas tegangan dan berdasarkan batas defleksi. Sehingga nilai yang digunakan ialah berdasarkan batas defleksi sebesar 38,81 ft atau sama dengan 465,70 in.

3.3 Gaya Akibat Gelombang

Untuk menentukan gaya akibat gelombang, persamaan yang digunakan untuk menghitung panjang gelombang serta menentukan jenis gelombang.

1. Menghitung panjang gelombang

$$\begin{aligned} L &= v \times T \\ &= 0,886 \text{ ft/s} \times 5,22s \\ &= 4,625 \text{ ft} \end{aligned}$$

2. Menghitung D/L

$$\begin{aligned} D/L &= \frac{0,896 \text{ ft}}{4,625 \text{ ft}} \\ &= 0,194 \end{aligned}$$

3. Menghitung kecepatan gelombang

$$\begin{aligned} v &= (0,886^2) \text{ ft}^2/\text{s} \\ &= 1,236 \times 10^{-5} \text{ ft}^2/\text{s} \end{aligned}$$

4. Menghitung Bilangan Reynold

$$\begin{aligned} Re &= \frac{U \times D}{v} \\ &= \frac{0,886 \text{ ft/s} \times (\frac{10,75}{12}) \text{ ft}}{1,236 \times 10^{-5} \text{ ft}^2/\text{s}} \\ &= 6,4 \times 10^4 \end{aligned}$$

Melalui perhitungan di atas, maka didapatkan nilai Bilangan Reynold sebesar 6,4 x

10⁴. Berdasarkan data koefisien hidrodinamis yang terdapat pada Tabel 2., didapatkan nilai Koefisien Hidrodinamis pada Tabel 6.

Tabel 6 Data Koefisien Hidrodinamis

CD	CL	CM	CA (CM-1)
1,2	1	2	1

Setelah didapatkan Koefisien Hidrodinamis, kemudian dilakukan perhitungan gaya-gaya akibat gelombang seperti yang tertera pada Persamaan (7),(8),(9)

1. Menghitung gaya drag

$$\begin{aligned} F_D &= 0,5 \rho C_D Dv|v| \\ &= 0,5 \times 64,300 \times 1,2 \times \frac{10,75}{12} \times (0,886)^2 \\ &= 27,13 \text{ lbf/ft} \\ &= 2,26 \text{ lb/in} \end{aligned}$$

2. Menghitung gaya inersia

$$\begin{aligned} F_I &= \rho C_M Aa \\ &= 64,300 \times 2 \times \frac{1}{4} \pi (\frac{10,75}{12})^2 \times 0,785 \\ &= 63,599 \text{ lb/ft} \\ &= 5,302 \text{ lb/in} \end{aligned}$$

3. Menghitung gaya angkat

$$\begin{aligned} F_L &= 0,5 \rho C_L Dv|v| \\ &= 0,5 \times 64,3 \times 1 \times \frac{10,75}{12} \times (0,886)^2 \\ &= 44,715 \text{ lb/ft} \\ &= 3,726 \text{ lb/in} \end{aligned}$$

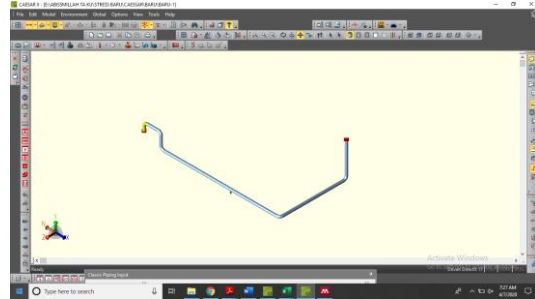
4. Menghitung total gaya

$$\begin{aligned} F &= F_D + F_I + F_L \\ &= 2,26 \text{ lbf/in} + 5,302 \text{ lb/in} + 3,726 \text{ lb/in} \\ &= 11,288 \text{ lb/in} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas didapatkan total gaya akibat gelombang sebesar 11,288 lb/in. Nilai total gaya akibat gelombang ini nantinya akan depergunakan untuk menghitung tegangan *occasional* akibat gelombang.

3.4 Permodelan software CAESAR II

Untuk melakukan Analisa tegangan pipa menggunakan *Software Caesar II*, maka harus dilakukan permodelan pipeline sesuai dengan desain yang telah dibuat oleh perusahaan. Seperti yang telah tergambar pada Gambar 2.



Gambar 2. Permodelan dengan Software CAESAR II

3.5 Analisa Tegangan PIPA

- a) Tegangan akibat beban internal

Dalam perhitungan tegangan akibat tekanan internal, tekanan yang digunakan adalah tekanan desain. Berikut merupakan perhitungan

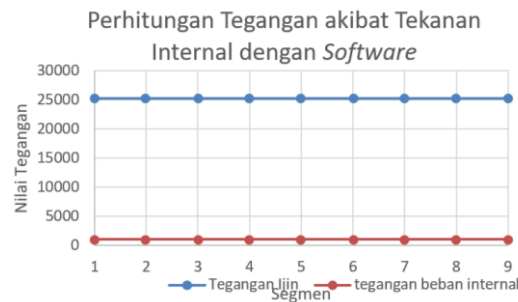
tegangan akibat tekanan internal menggunakan *Software* ditunjukkan pada Tabel 7.

Tabel 7 Perhitungan tegangan akibat tekanan internal

Segmen	L In	tekanan internal psi	Allowable Stress psi	Acceptance
1	36.5	901,5	25200	Accept
2	81.8	901,5	25200	Accept
3	71	901,5	25200	Accept
4	100	901,5	25200	Accept
5	236.22	901,5	25200	Accept
6	236.22	901,5	25200	Accept
7	236.22	901,5	25200	Accept
8	86.8	901,5	25200	Accept
9	163.82	901,5	25200	Accept

Sumber: Hasil perhitungan *software*

Berdasarkan perhitungan dengan *software* nilai nilai tegangan akibat tekanan internal adalah sama yaitu sebesar 901,5 psi. Dan nilai tersebut masih berada pada batas ijin tegangan. Berikut Grafik perhitungan tegangan akibat tekanan internal yang ditunjukkan pada Gambar 3 sehingga nilai tegangan masih dapat diterima (*accept*)



Gambar 3. Grafik Tegangan akibat Tekanan Internal *software*

b) Nilai Tegangan Akibat Beban Sustain

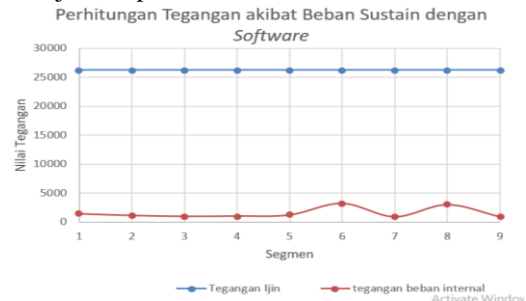
Tegangan akibat beban sustained adalah hasil penjumlahan dari tegangan tekuk (*bending stress*) dan tegangan aksial (*aksial stress*). Berikut merupakan perhitungan tegangan sustained menggunakan *Software* ditunjukkan pada Tabel 8.

Tabel 8. Perhitungan tegangan akibat beban sustain

Segmen	L In	Tegangan Sustain psi	Allowable Stress Psi	Acceptance
1	36.5	1417	26250	Accept
2	81.8	1132	26250	Accept
3	71	975	26250	Accept
4	100	1032	26250	Accept
5	236.22	1209	26250	Accept
6	236.22	3243	26250	Accept
7	236.22	901	26250	Accept
8	86.8	3008	26250	Accept
9	163.82	902	26250	Accept

Sumber: Hasil perhitungan *software*

Nilai tegangan akibat beban sustain maksimum pada segmen 6 yaitu sebesar 3243 psi. Dan nilai tersebut masih berada pada batas ijin tegangan. sehingga nilai tegangan masih dapat diterima (*accept*). Berikut Grafik perhitungan tegangan akibat tekanan internal yang ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4. Grafik Tegangan akibat Beban Sustain *software*

c) Nilai Tegangan Akibat Beban Ekspansi Termal

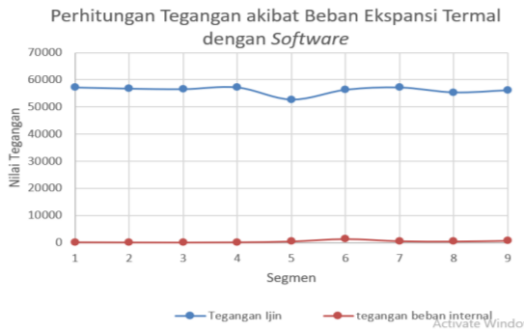
Tegangan akibat beban ekspansi termal adalah resultan dari tegangan akibat momen bending dan momen torsi. Berikut merupakan perhitungan tegangan ekspansi termal menggunakan *Software* ditunjukkan pada Tabel 9.

Tabel 9. Perhitungan tegangan akibat beban ekspansi termal

Segmen	L In	Tegangan Thermal Psi	Allowable Stress Psi	Acceptance
1	36.5	255	57226.3	Accept
2	81.8	197	56787.1	Accept
3	71	160	56581.2	Accept
4	100	239	57226.3	Accept
5	236.22	535	52726.7	Accept
6	236.22	1409	56379.8	Accept
7	236.22	621	57226.3	Accept
8	86.8	521	55390.1	Accept
9	163.82	781	56212.7	Accept

Sumber: Hasil perhitungan *software*

Berdasarkan perhitungan dengan *software* nilai tegangan akibat beban ekspansi termal, nilai maksimum berada pada segmen 6 yaitu sebesar 1409 psi. Dan nilai tersebut masih berada pada batas ijin tegangan. sehingga nilai tegangan masih dapat diterima (*accept*). Berikut Grafik perhitungan tegangan akibat tekanan internal yang ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Grafik Tegangan akibat Beban Ekspansi Thermal

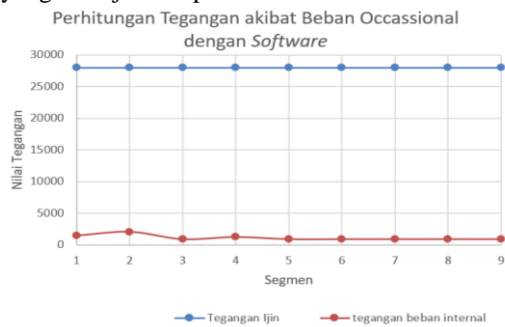
d) Nilai Tegangan Akibat Beban Occasional
Tegangan akibat beban Occasional adalah beban yang dihasilkan dari berat pipa, tekanan internal dan gelombang serta arus laut. Berikut merupakan perhitungan tegangan occasional menggunakan *Software* ditunjukkan pada Tabel 10.

Tabel 10 Perhitungan tegangan akibat beban occasional

Segmen	L In	Occasional Load	Allowable Stress psi	Acceptance
1	36.5	1451	28000	Accept
2	81.8	2066	28000	Accept
3	71	902	28000	Accept
4	100	1245	28000	Accept
5	236.22	902	28000	Accept
6	236.22	902	28000	Accept
7	236.22	902	28000	Accept
8	86.8	902	28000	Accept
9	163.82	902	28000	Accept

Sumber: Hasil perhitungan software

Berdasarkan perhitungan dengan *software* nilai tegangan akibat beban occasional, nilai maksimum berada pada segmen 6 yaitu sebesar 1245 psi. Dan nilai tersebut masih berada pada batas ijin tegangan. sehingga nilai tegangan masih dapat diterima (*accept*). Berikut Grafik perhitungan tegangan akibat beban occasional yang ditunjukkan pada Gambar 6.



Gambar 6. Grafik Tegangan akibat Beban Occasional *software*

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan Analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan bahwa Nilai tegangan akibat beban internal pipa, Nilai tegangan akibat beban sustain, Nilai tegangan akibat beban thermal, dan Nilai tegangan akibat beban occasional berada dibawah batas tegangan yang diijinkan. Sehingga pipa dapat dikatakan aman untuk beroperasi.

5. DAFTAR PUSTAKA

[1] ASME B31.4. (2016). *Pipeline Transportation System for Liquids and Slurries*. New York.
 [2] API 574 (2019). *Inspection Practices for Piping System Components*
 [3] DNV. (1981). *rules for submarine pipeline systems*.
 [4] Kannapan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. U.S.A.: John Wiley & Sons, Inc.
 [5] Mousselli, A. H. (1981). *offshore pipeline design, analysis and methods*.