

## Analisis Tegangan *Critical Line* dari *Discharge Scrubber Point* menuju *Suction Gas Compressor Train* pada *Booster Compression Module*

Fahmi Firmansyah<sup>1</sup>, Eko Julianto<sup>2</sup>, Lely Pramesti<sup>3</sup>

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia <sup>1\*2\*3</sup>

Email: [fahmifirmansyah@student.ppns.ac.id](mailto:fahmifirmansyah@student.ppns.ac.id)<sup>1\*</sup>; [eko\\_julianto@ppns.ac.id](mailto:eko_julianto@ppns.ac.id)<sup>2\*</sup>; [lelypramestil@ppns.ac.id](mailto:lelypramestil@ppns.ac.id)<sup>3\*</sup>

**Abstract** - The *Booster Compression Module* project aims to increase gas production at the *Central Processing Facility (CPF)*, to ensure the safety of a piping system during the operational phase requires complex design calculations. The design process requires stress analysis to maintain the structural and operational safety of the piping system. This research using the static analysis method considers the effect of static loads, emphasizing the crucial role of proper support placement aligned with ASME B31.3 to prevent piping system failure or damage. The *Booster Compression Module* project has a complex piping system, according to DNV-RP-D101 the certain line that meets the critical line determination criteria. Specifically, the critical line analyzed connects the *Discharge Scrubber Point* to the *Suction Gas Compressor Train* with diameters of 24" & 36" with specifications of design temperature 248°F and design pressure 2016.025Psi requiring proper calculations, including the placement of supports being very important. The stress value of the piping system the sustained load obtained has a stress value of 15752.7 Psi with a ratio to the allowable stress of 43.1%, the thermal load has a stress value of 2860.2 Psi with a ratio to the allowable stress of 8.4%, and the occasional load has a stress value of 2470.8 Psi with a ratio to the allowable stress of 5.1%. The stress analysis values of the piping system due to sustained, thermal expansion and occasional loads are still below the allowable stress limits of ASME B31.3.

**Keyword:** Piping System, Stress Analysis, Critical Line, Allowable Stress, ASME B31.3

### Nomenclature

<i>L</i>	Allowable pipe span (in)
<i>Z</i>	Section modulus (in <sup>3</sup> )
<i>Sh</i>	Allowable tensile stress (lb/in <sup>2</sup> )
<i>W</i>	Weight of pipe (lb/in)
<i>E</i>	Modulus Elastisitas (lb/in <sup>2</sup> )
<i>I</i>	Moment of Inertia (in <sup>4</sup> )
$\Delta$	Allowable deflection (in).
<i>Do</i>	Diameter luar pipa (m)
<i>y</i>	Resultant displacement (inch)
<i>S</i>	Allowable stress (lb/in <sup>2</sup> )
<i>σ<sub>ax</sub></i>	Tegangan Aksial
<i>σ<sub>b</sub></i>	Tegangan Tekuk
<i>σ<sub>tp</sub></i>	Tegangan Tekan
<i>P</i>	Gaya tekan internal (lb/in <sup>2</sup> )
<i>M</i>	Moment bending (lb/in)
<i>C</i>	Setengah diameter luar (in)
<i>t</i>	Tebal pipa (in)
<i>A<sub>i</sub></i>	Luas area diameter dalam pipa (in <sup>2</sup> )
<i>A<sub>m</sub></i>	Luas area cross section pipa (in <sup>2</sup> )

### 1. PENDAHULUAN

*Ichthys Field* terletak di Cekungan Browse di tepi barat Laut Timor, sekitar 450 km dari Broome (Australia barat) dan 820 km dari Darwin (Wilayah Utara). Pengembangan aktivitas lepas pantai terdiri dari *Central Processing Facility (CPF)* dan *Floating Production Storage and Offloading Facility (FPSO)* dengan sejumlah pusat *Drilling Centeres (DC)* yang terdiri dari *permanently moored, semi-submersible offshore processing facility* menuju CPF.

*Project Booster Compression Module* adalah pengembangan fasilitas di *Central Processing Facility (CPF)* untuk meningkatkan produktivitas produksi gas, BCM *toPside* terdiri dari 3x33% train kompresi khusus. Setiap train terdiri dari *suction scrubber*, kompresor sentrifugal, turbin gas, *shell & tube*, *heat exchanger*, *after-cooler*, utilitas pendukung terkait serta *auxiliary system*, sistem perpipaan dan instrumentasi.

Pada *Project Booster Compression Module* memiliki sistem perpipaan yang menghubungkan beberapa peralatan untuk fasilitas *gas processing*, untuk memastikan keamanan sistem perpipaan selama fase operasional memerlukan perhitungan desain yang kompleks, oleh karena itu proses desain membutuhkan analisis tegangan perpipaan untuk menjaga keselamatan selama operasional sistem perpipaan.

Pada *Project Booster Compression Module* memiliki sistem perpipaan yang sangat kompleks dan memiliki beberapa jalur yang masuk dalam kriteria *Critical Line*, *Critical line* yang dianalisis pada pengerjaan penelitian ini ini adalah jalur perpipaan yang menghubungkan antara *Discharge Scrubber Point* menuju *Suction Gas Compressor Train*. Jalur *Discharge Scrubber Point* menuju *Suction Gas Compressor Train* ini memiliki diameter 24" & 36" dengan *design temperature* sebesar 248°F dan *design pressure* 2016,025 Psi.

Beban yang bekerja dan ekspansi panas yang diterima pipa *Critical Line* sangat besar sehingga perlu adanya perhitungan dan simulasi yang tepat, antara lain perhitungan peletakan support

yang berpengaruh penting terhadap keberhasilan sistem perpipaan. Perhitungan Analisis Tegangan pada sistem perpipaan ini juga dibantu dengan *software computer*. Maka dari itu pengerjaan penelitian ini ini menitikberatkan pada perancangan *support* dan analisis tegangan perpipaan untuk memenuhi kriteria keamanan. Standar yang akan digunakan sebagai acuan dalam dalam perhitungan analisis tegangan adalah ASME B31.3.

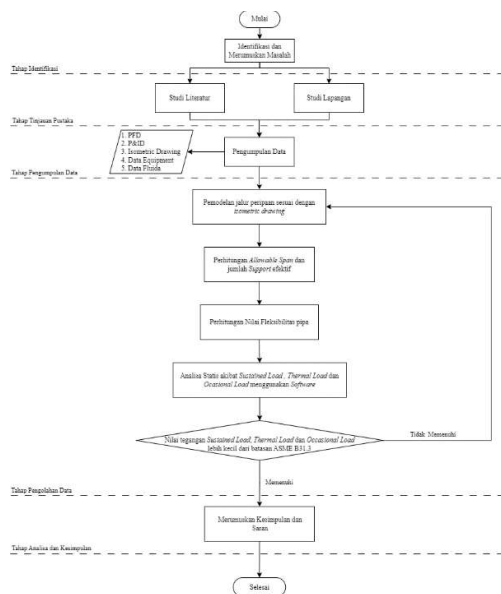
**2. METODOLOGI**

**2.1 Prosedur Penelitian**

Proses Penelitian ini dimulai dengan mengidentifikasi topik dan merumuskan masalah dari topik yang dipilih, dilanjutkan dengan penentuan dari pembuatan Penelitian ini. Pengumpulan referensi dan data yang dikaji dalam proses pembuatan Penelitian ini didapatkan dari data perusahaan dan studi literatur.

Setelah mendapatkan data untuk Pengerjaan Penelitian ini dilanjutkan dengan pengolahan data dengan tahapan berikut:

1. Penentuan kategori *critical line* sistem perpipaan.
2. Perhitungan *allowable span* optimal berdasarkan *limitation allowable deflection* dan *limitation of stress*.
3. Perhitungan fleksibilitas pipa pada *critical line*.
4. Perhitungan tegangan akibat *sustained load*.
5. Perhitungan tegangan akibat *thermal load*.
6. Perhitungan tegangan akibat *occasional load*.



**2.2 Kriteria Critical Line**

Analisis kategori *critical line* dipilah berdasarkan kriteria seleksi untuk "pipe stress priority piping" berdasarkan DNV-RP-D101 [4].

**2.3 Maximum Allowable Pipe Span**

Perhitungan *maximum allowable pipe span* dilakukan untuk mengetahui jarak maksimal antar

penyangga. Jarak ini dapat dihitung dengan persamaan 1 dan 2 berdasarkan pada [3]

$$L = \frac{\sqrt{0.4ZSh}}{w} \quad \text{Limitation of stress} \quad (1)$$

$$L = \frac{\sqrt{\Delta EI}}{13.5 w} \quad \text{Limitation of deflection} \quad (2)$$

Keterangan :

- L = allowable pipe span (in)
- Z = section modulus (in<sup>3</sup>)
- Sh = allowable tensile stress (lb/in<sup>2</sup>)
- W = berat total pipa (lb/in)
- E = Modulus Elastisitas (lb/in<sup>2</sup>)
- I = Moment of Inertia (in<sup>4</sup>)
- Δ = allowable deflection (in).

**2.4 Fleksibilitas Pipa**

Analisis fleksibilitas digunakan untuk menghitung dasar kalkulasi formal dari tegangan akibat ekspansi thermal pada sistem perpipaan diperlukan atau tidak. Nilai fleksibilitas pipa dapat dicari menggunakan rumus persamaan untuk mencari beberapa variabel yang terdapat pada persamaan tersebut maka dapat mengikuti langkah-langkah di bawah ini dengan mengacu pada persamaan 3 berdasarkan pada [1].

$$\frac{Dy}{(L-U)^2} \leq K1 \quad (3)$$

Keterangan :

- Do = Diameter luar pipa (m)
- y = Pemuaihan yang harus diserap pipa (in)
- L = Panjang jalur antara dua ankor (ft)
- U = Jarak langsung antar dua ankor (ft)
- K1 = 208 (mm/m)<sup>2</sup> atau 30 (in./ft)<sup>2</sup>
- U = jarak kedua anchor (ft) / (m).
- Ea = modulus elasticity (Mpa) / (Psi)
- Sa = allowable stress (Mpa) / (Psi).

**2.5 Sustained Load**

*Sustained load* adalah total dari *longitudinal stress* yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan [1], menurut [2] jenis tegangan dari *longitudinal stress* meliputi *axial stress*, *bending stress* dan *longitudinal pressure stress*.

$$\sigma a = \frac{PAi}{Am} \quad (4)$$

$$\sigma b = \frac{MC}{I} \quad (5)$$

$$\sigma lp = \frac{PAi}{Am} = \frac{Pdi^2}{do^2-di^2} = \frac{Pdt^2}{4tdm} = \frac{Pdo}{4t} \quad (6)$$

Keterangan :

- P = Gaya tekan internal (Psi)
- I = Momen inersia penampang (in<sup>4</sup>)
- M = Momen bending (lb/in)
- C = Setengah diameter luar (in)
- t = Tebal pipa (in)
- Ai = luas area diameter dalam pipa (in<sup>2</sup>)
- Am = luas area cross section pipa (in<sup>2</sup>)

**2.6 Thermal Load**

*Sustained load* terjadi akibat dari pengaruh temperatur fluida alir dan sifat material pipa, dapat menyebabkan terjadinya perpanjangan pada pipa (ekspansi) [1].

**2.7 Occasional Load**

*Occasional load* adalah pembebanan yang terjadi disebabkan oleh angin, salju, es, seismik, perubahan suhu, arus, dan gelombang. Menurut [1] Beban akibat prategang, kekuatan sisa dari instalasi, penurunan permukaan tanah, penurunan diferensial, kenaikan embun beku, dan penurunan pencairan termasuk dalam *occasional load*.

**3. HASIL DAN PEMBAHASAN**

**3.1 Kriteria Sistem Perpipaan**

Mengacu pada DNV-RP-D101 mengenai kriteria jalur perpipaan dapat disimpulkan bahwa sistem tersebut termasuk dalam kategori "*Pipe Stress Priority Piping*" dimana sistem memiliki kriteria yang termasuk dalam kriteria seleksi C, F, dan I yang berarti sistem perpipaan tersebut perlu dianalisis menggunakan komputer.

Table 1 Kriteria Critical Line

Criteria	Keterangan
C	16" NPS dan lebih besar pada suhu disain di atas 105 ° C.
F	Pipa 16 "dan lebih besar dengan desain temp. di bawah -30 ° C dan di mana kemungkinan terbesar ΔT> 115 ° C.
I	Semua Pipa 3 "NPS dan yang lebih besar terhubung ke peralatan sensitif seperti peralatan berputar.

**3.2 Jarak Antar Penyangga (Support)**

Dengan mengasumsikan sebagai *simply supported beam* maka persamaan yang digunakan berdasarkan batasan tegangan atau batasan defleksi. Dalam pengerjaan ini digunakan persamaan sebagai berikut :

- Berat Pipa

$$W_{Pipe} = \frac{\pi (OD^2 - ID^2) \times \rho_{pipe} \times 12}{4}$$

$$W_{Pipe} = \frac{\pi (24^2 - 22,4646^2) \times 0,2818 \times 12}{4}$$

$$W_{Pipe} = 189,4749 \text{ lb/ft}$$

- Berat Fluida

$$W_{Fluid} = \frac{\pi (ID^2) \times 12 \times \rho_{fluid}}{4}$$

$$W_{Fluid} = \frac{\pi (22,4646^2) \times 12 \times \left(\frac{0,285}{12^3}\right)}{4}$$

$$W_{Fluid} = 0,0786 \text{ lb/ft}$$

- Berat Falange

$$W_{Flange} = 2228,873 \text{ lb/flange}$$

- Berat Total

$$W_{Total} = W_{Pipe} + W_{Fluid} + W_{Flange}$$

$$W_{Total} = 2418,4273 \text{ lb/ft}$$

Based on limitation of stress

$$L = \frac{\sqrt{0,4ZSh}}{w}$$

$$L = \frac{\sqrt{0,4 \times 309 \times 37450}}{2418,4273}$$

$$L = 43,7490 \text{ ft}$$

Based on limitation of allowable deflection

$$L = \frac{\sqrt{\Delta EI}}{13,5 w}$$

$$L = \frac{\sqrt{\frac{5}{8} (27,25 \times 10^6) \times 3710}}{13,5 \times 2418,4273}$$

$$L = 37,2982 \text{ ft}$$

*Total support* efektif dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut :

$$Total\ Support = \frac{Total\ Length\ System}{Allowable\ Span}$$

$$Total\ Support = \frac{211,2533 \text{ ft}}{37,2982 \text{ ft}}$$

$$Total\ Support = 5,6639 \text{ (6 support)}$$

**3.3 Fleksibilitas Pipa**

Resultan jarak anchor ke anchor (y):

- Jarak anchor ke anchor pada sumbu X (ΔX) = 81,493 ft x 1.9 In/100ft
- Jarak anchor ke anchor pada sumbu Y (ΔY) = 77,228 ft x 1.9 In/100ft
- Jarak anchor ke anchor pada sumbu Z (ΔZ) = 52,533 ft x 1.9 In/100ft

*Resultant Displacement*

$$y = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2 + \Delta Z^2}$$

$$y = \sqrt{1,589^2 + 1,506^2 + 1,024^2}$$

$$y = \sqrt{5,842}$$

$$y = 2,417 \text{ inch}$$

$$D = 24 \text{ inch}$$

*Total Length*

$$L = 81,493 + 77,228 + 52,533$$

$$L = 211,253 \text{ ft}$$

Jarak Kedua *Anchor*

$$U = \sqrt{LX^2 + LY^2 + LZ^2}$$

$$U = \sqrt{81,493^2 + 77,492^2 + 52,533^2}$$

$$U = \sqrt{15364,886}$$

$$U = 123,955 \text{ ft}$$

$$\frac{Dy}{(L-U)^2} \leq K1 \left( \frac{Sa}{Ea} \right)$$

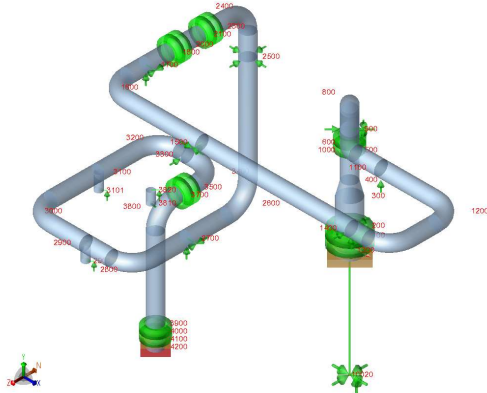
$$\frac{24 \times 2,417}{(211,253 - 123,955)^2} \leq 30 \left( \frac{52457,973}{27250000} \right)$$

$$0,007 \leq 0,058 \text{ (in/ft)}^2$$

Maka sistem perpipaan tersebut sudah cukup fleksibel untuk menyerap ekspansi akibat perubahan temperatur yang terjadi.

### 3.4 Pemodelan Software Stress Analysis

Dalam analisis tegangan menggunakan *Software* yaitu dilakukan pemodelan sistem perpipaan. Gambar 1.1 di bawah menunjukkan pemodelan jalur perpipaan dari *discharge scrubber* menuju *suction gas compressor train*.



Gambar 1 Pemodelan Jalur Perpipaan

### 3.5 Analisis Beban Sustain (Sustain Load)

*Sustained load* adalah total dari *longitudinal stress* yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan. Tabel 2 berikut merupakan hasil tegangan akibat pembebanan sustain setiap *node*.

Table 2 Tegangan Sustain Load

Node	Code Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Allowable Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Ratio (%)	Status
200	15616,3	36568,5	42,7	Accepted
300	15675	36568,5	42,9	Accepted
700	15020,7	36568,5	41,1	Accepted
1200	14921,5	36568,5	40,8	Accepted
1300	15085,1	36568,5	41,3	Accepted
1400	15656,8	36568,5	42,8	Accepted
1500	15332,4	36568,5	41,9	Accepted
1700	15143,1	36568,5	41,4	Accepted
2000	14852,7	36568,5	40,6	Accepted
2300	15318,6	36568,5	41,9	Accepted
2400	14852	36568,5	40,6	Accepted
2700	15752,7	36568,5	43,1	Accepted
3100	15206	36568,5	41,6	Accepted
3700	14749,4	36568,5	40,3	Accepted
3800	15140,6	36568,5	41,4	Accepted

Hasilnya menunjukkan bahwa nilai tegangan akibat pembebanan sustain tertinggi terdapat pada *node* 2700 yaitu sebesar 15752,7 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio terhadap *allowable stress* sebesar 43,1%. Nilai tegangan tertinggi di sepanjang jalur sistem perpipaan berada pada komponen *Line Stop*, hal ini disebabkan karena pada komponen *Line Stop*

terjadi kondisi yang mempengaruhi gerakan pipa pada arah aksial atau translator tertahan.

### 3.6 Analisis Beban Termal (Thermal Load)

Beban termal atau beban ekspansi adalah beban akibat pengaruh temperatur fluida dan sifat material pipa yang menyebabkan terjadinya perpanjangan pada pipa. Tabel 3 berikut merupakan hasil tegangan akibat pembebanan ekspansi termal setiap *node*.

Table 3 Tegangan Expansion Load

Node	Code Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Allowable Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Ratio (%)	Status
500	1101,4	34203,7	3,2	Accepted
800	2047,4	33688,3	6,1	Accepted
2300	1241,4	34681,4	3,6	Accepted
2400	2860,2	34126,1	8,4	Accepted
2500	1454,5	34387,2	4,2	Accepted
2800	1328,5	33369,9	4	Accepted
2900	1320	34021,6	3,9	Accepted
3000	1989	33968,8	5,9	Accepted
3100	1206,9	34762,8	3,5	Accepted
3200	1984,3	34712,4	5,7	Accepted
3300	1840,8	34853,1	5,3	Accepted
3400	2148,3	34209,8	6,3	Accepted
3500	1696,6	34773	4,9	Accepted
3700	1588,6	35250,6	4,5	Accepted
3800	2021,5	33285,5	6,1	Accepted

Hasilnya menunjukkan bahwa nilai tegangan akibat pembebanan ekspansi tertinggi terdapat pada *node* 2400 yaitu sebesar 2860,2 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio terhadap *allowable stress* sebesar 8,4%. Nilai tegangan tertinggi di sepanjang jalur sistem perpipaan akibat pembebanan ekspansi berada pada komponen *elbow*, hal ini disebabkan karena bentuk geometri *elbow* memiliki bending radius menyebabkan distribusi tegangan tidak merata dan terpusat pada area *intrados*.

### 3.7 Analisis Beban Sese kali (Occasional Load)

Beban sesekali (*occasional*) adalah beban yang diterima oleh sistem perpipaan akibat pengaruh dari luar beban yang bekerja disepanjang pipa, pada penelitian ini beban *occasional* yang bekerja adalah kondisi lingkungan akibat pengaruh beban angin (*wind load*). Tabel 4 merupakan hasil dari tegangan akibat pembebanan *occasional* setiap *node*.

Table 4 Tegangan Occasional Load

Node	Code Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Allowable Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Ratio (%)	Status
400	998,2	48636,1	2,1	Accepted

500	783,5	48636,1	1,6	Accepted
900	724,1	48636,1	1,5	Accepted
1000	1333,5	48636,1	2,7	Accepted
1300	1839,2	48636,1	3,8	Accepted
1400	1591,1	48636,1	3,3	Accepted
1500	659	48636,1	1,4	Accepted
1600	1922,3	48636,1	4	Accepted
1700	1064,5	48636,1	2,2	Accepted
1800	671,4	48636,1	1,4	Accepted
2700	744,7	48636,1	1,5	Accepted
2800	2470,8	48636,1	5,1	Accepted
2900	1594,3	48636,1	3,3	Accepted
3100	1590,7	48636,1	3,3	Accepted
3900	1106,8	48636,1	2,3	Accepted

[3] Kannappan, Sam. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.

[4] Veritas, D. N. (2017). Structural analysis of piping systems. *Det Norske Veritas, Høvik, Norway, Standard No. DNV RP-D101*.

Hasilnya menunjukkan bahwa nilai tegangan akibat pembebanan occasional tertinggi terdapat pada *node* 2800 yaitu sebesar 2470,8 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio terhadap allowable stress sebesar 5,1%. Nilai tegangan tertinggi di sepanjang jalur sistem perpipaan akibat pembebanan *occasional* berada pada komponen *elbow*, hal ini disebabkan karena bentuk geometri *elbow* memiliki bending radius menyebabkan distribusi tegangan tidak merata dan terpusat pada area *intrados*.

#### 4. KESIMPULAN

Dari hasil pembahasan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

Nilai tegangan pada sistem perpipaan akibat beban *sustained, thermal expansion dan occasional* memiliki nilai yang masih memenuhi batas ijin dari ASME B31.3.

- a) Dengan nilai tegangan sistem perpipaan akibat pembebanan *sustained* tertinggi terdapat pada *node* 2700 yaitu sebesar 15752,7 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio terhadap *allowable stress* sebesar 43,1%.
- b) Untuk nilai tegangan sistem perpipaan akibat pembebanan *thermal expansion* tertinggi terdapat pada *node* 2400 yaitu sebesar 2860,2 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio terhadap allowable stress sebesar 8,4%.
- c) Untuk nilai tegangan sistem perpipaan akibat pembebanan *occasional* tertinggi terdapat pada *node* 2800 yaitu sebesar 2470,8 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio terhadap allowable stress sebesar 5,1%.

#### 5. PUSTAKA

[1] ASME (2018). ASME B31.3-2018, *Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31*. The American Society of Mechanical Engineering, U.S.A.

[2] Chamsudi, A. (2005). *Diktat-Piping Stress Analysis*. Jakarta: Chamsudi Copyrigt