

Thermal Stress Mitigation Through Three-Dimensional Expansion Loop Design On Piping Line PL-1018-A

Ahmad Rizal Fahrudin^{1*}, Lely Pramesti², Ekky Nur Budiyanto³

Program Studi D4 Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*, 3}

Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Email: ahmadrizal@student.ppns.ac.id^{1*}; lelypramesti@ppns.ac.id²; ekky@ppns.ac.id³;

Abstract - Thermal expansion due to fluctuating operating temperatures presents a major challenge in industrial piping systems, particularly at critical connections such as nozzles and flanges. This study analyzes line pipe PL-1018-A in the test tank facility of Gathering Station A, South Sumatra, which transports crude oil at 200°F and is classified as a critical line. To mitigate excessive thermal stress, a three-dimensional expansion loop was designed to absorb multi-axial displacement within limited space. The stress evaluation followed ASME B31.3 standards and included span analysis, loop dimensioning, displacement, and stresses from sustained, thermal, and occasional loads, as well as nozzle load and flange leakage assessments. Results indicate a maximum support span of 28.04 ft and an expansion loop dimension of 24 in × 56.49 in. Recorded stress values for sustained (11,616.1 psi), thermal (4,071.6 psi), and occasional loads (22,876.5 psi) remained below allowable limits. Thermal displacement did not exceed 100 mm, and all nozzle and flange stress components were within allowable ranges specified by the manufacturer and ASME Section VIII Div. 1. Thus, the proposed design is technically feasible and ensures safe operation under analyzed conditions.

Keyword: Expansion Loop, Nozzle Load, Stress Analysis, Displacement, Flange Leakage Analysis.

Nomenclature

S_h	Allowable tensile stress (psi)
S_B	Allowable bending stress (psi)
S_T	Allowable torsion stress (psi)
S_{ax}	Stress due to axial stress (psi)
F_{ax}	Axial force (lb)
A_m	Cross section area of pipe (in ²)
A_i	Internal area of pipe (in ²)
S_L	Longitudinal stress (psi)
S_A	Allowable stress thermal expansion (psi)
Δ	Allowable deflection (in)
OD	Outside diameter (in)
ID	Inside diameter (in)
L_s	Pipe span limitation of stress (ft)
L_d	Pipe span limitation of deflection (ft)
Z	Section modulus (in ³)
W	Weight total (lb/ft)
W_{pipe}	Weight pipe total (lb/ft)
W_{fluid}	Weight fluid total (lb/ft)
E	Modulus elasticity (psi)
I	Moment Inertia (in ⁴)
K_1L	Length of loop (in)
L	Guide distance between loop (in)
K_2L	Width of loop (in)

1. PENDAHULUAN

Dalam sistem perpipaan industri minyak dan gas, ekspansi termal yang diakibatkan oleh fluktuasi suhu operasi kerap menjadi penyebab utama timbulnya tegangan berlebih dan perpindahan pipa yang tidak terkendali. Kondisi

tersebut dapat berdampak langsung pada sambungan kritis seperti *nozzle* dan *flange*, yang jika melebihi batas toleransi teknisnya, berpotensi menimbulkan kebocoran, gangguan operasi, bahkan risiko keselamatan. Fenomena ini ditemukan pada jalur perpipaan PL-1018-A yang merupakan bagian dari sistem *test tank* di stasiun pengumpul (SP) A yang terletak di Sumatera Selatan. SP A merupakan fasilitas pengolahan hidrokarbon dengan target produksi gas sebesar 15 MMSCFD dan berfungsi mengumpulkan serta memisahkan gas dan cairan hasil produksi dari sejumlah sumur aktif dan sumur pengembangan.

Jalur PL-1018-A mengalirkan fluida *crude oil* bersuhu tinggi (200°F) dan terkoneksi langsung dengan *test tank* serta *test liquid transfer pump*, sehingga termasuk dalam kategori *critical line* sesuai standar evaluasi perusahaan. Hasil analisis menunjukkan bahwa gaya termal yang muncul menyebabkan beban berlebih pada *nozzle*, yang melebihi batas yang diizinkan oleh standar manufaktur dan ketentuan [1]. Untuk itu, dibutuhkan strategi desain ulang yang mampu mereduksi tegangan akibat ekspansi, sekaligus menyesuaikan dengan keterbatasan ruang instalasi dan arah ekspansi multi-sumbu.

Penelitian ini mengusulkan perancangan *expansion loop* tipe tiga dimensi (*three-dimensional expansion loop*) sebagai solusi yang mampu menyerap perpindahan dari berbagai arah dalam satu konfigurasi yang kompak dan

fleksibel. Evaluasi dilakukan menggunakan perangkat lunak analisis tegangan perpipaan berdasarkan standar ASME B31.3 [1]. Fokus utama ditujukan pada penurunan tegangan akibat *sustained load*, *occasional load*, serta *thermal load*, termasuk pengaruhnya terhadap *displacement* dan beban yang diterima oleh *nozzle test tank*.

Penelitian ini dibatasi pada satu jalur perpipaan, yaitu PL-1018-A, tanpa mempertimbangkan variabel dinamis lain seperti beban seismik atau tekanan internal non-termal. Evaluasi *flange leakage* dilakukan berdasarkan ASME Section VIII Div. 1 [2], sementara acuan batas perpindahan mengacu pada dokumen internal perusahaan BRGA-PIP-SPE-0001. Aspek biaya tidak menjadi bagian dari kajian ini. Dengan pendekatan terfokus ini, diharapkan desain *three-dimensional expansion loop* yang dihasilkan dapat menjadi rekomendasi teknis yang aplikatif untuk diterapkan di lapangan serta meningkatkan keandalan sistem secara keseluruhan.

2. METODOLOGI

2.1 Maximum Allowable Pipe Span

Analisis *maximum allowable pipe span* dilakukan untuk menentukan jarak maksimum antar *support* yang masih dapat diterima tanpa mengakibatkan defleksi atau tegangan berlebih pada pipa. Perhitungan ini mempertimbangkan sifat mekanis pipa dan beban yang bekerja, termasuk berat pipa sendiri serta fluida yang mengalir di dalamnya. Dalam studi ini, seluruh parameter dihitung menggunakan sistem satuan imperial.

$$W_{pipe} = \frac{\pi (OD^2 - ID^2) \times \rho_{pipe}}{4} \quad (1)$$

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

$$W_{total} = W_{pipe} + W_{fluid} \quad (3)$$

Batas tegangan dan batas lendutan ditentukan berdasarkan beban gabungan dari berat pipa dan fluida, serta dihitung menggunakan pendekatan perhitungan berbasis batas tegangan (*limitation of stress*) dan batas lendutan (*limitation of deflection*) dari [5].

➤ *Based on limitation of stress*

$$L_s = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S_h}{W}} \quad (4)$$

➤ *Based on limitation of deflection*

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{13.5 \times w}} \quad (5)$$

2.2 Dimensi Expansion Loop

Expansion loop merupakan metode yang digunakan untuk meredam efek ekspansi termal dengan menyediakan ruang gerak saat pipa mengalami pemuaian dan penyusutan.

Dimensinya ditentukan menggunakan persamaan dari M.W. Kellogg [6], dengan asumsi

awal panjang $K_1 L$ sebelum perhitungan $K_2 L$ dilakukan.

$$L = K_1 L \quad (6)$$

Jika nilai panjang L telah ditentukan, maka perhitungan nilai K_1 dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$ dapat dilakukan sebagai langkah selanjutnya.

$$K_1 = K_1 L / L \quad (7)$$

$$\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta} \quad (8)$$

Nilai K_1 dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$ yang telah ditentukan kemudian diplot pada grafik hingga titik potong keduanya diperoleh, yang selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai K_2 [6]. Setelah K_2 diketahui, perhitungan dilanjutkan untuk menentukan panjang lengan *expansion loop* menggunakan persamaan (9), sehingga nilai $K_2 L$ dapat dihitung.

$$K_2 L = K_2 \times L \quad (9)$$

2.3 Tegangan Pada Pipa

Tegangan yang muncul dalam sistem perpipaan umumnya terbagi menjadi dua kategori utama, yaitu tegangan normal dan tegangan geser. Tegangan normal mencakup tiga komponen: longitudinal, tangensial, dan radial. Tegangan longitudinal merujuk pada gaya yang bekerja sejajar dengan sumbu longitudinal pipa (SL), dan merupakan hasil kombinasi dari tegangan akibat gaya aksial, momen lentur, serta tekanan internal yang dialami oleh sistem [3].

1. Tegangan longitudinal yang dihasilkan oleh gaya aksial (S_{ax}) merupakan tegangan yang timbul akibat adanya gaya yang bekerja searah dengan sumbu utama pipa.

$$S_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m} \quad (10)$$

2. Tegangan longitudinal akibat momen lentur (S_b) merupakan respons tegangan yang ditimbulkan oleh momen yang bekerja pada bagian ujung pipa. Tegangan ini dapat berwujud sebagai tegangan tarik maupun tegangan tekan, bergantung pada arah dan distribusi lenturan yang terjadi [3].

$$S_b = \frac{M_b \cdot c}{I} \quad (11)$$

3. Tegangan longitudinal tekan (S_t) timbul akibat gaya internal (P) yang memberikan tekanan searah sumbu pipa pada permukaan bagian dalam dinding pipa [3]. Besarnya tegangan ini dapat ditentukan melalui persamaan berikut yang disesuaikan dengan parameter dan karakteristik sistem perpipaan yang sedang dianalisis.

$$S_t = \frac{P A_i}{A_m} \quad (12)$$

Tegangan radial merupakan komponen tegangan yang bekerja searah dengan sumbu radial pipa. Tegangan ini bersifat kompresif

(bernilai negatif) apabila tekanan internal bekerja menekan ke arah luar dinding pipa, dan bersifat tarik (bernilai positif) jika kondisi tekanan hampa (vakum) menyebabkan dinding pipa tertarik ke dalam [4]. Nilai tegangan radial dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$S_H = \frac{P(r_1^2 + \frac{r_1^2 + r_0^2}{r^2})}{r_0^2 + r_1^2} \quad (13)$$

Tegangan geser adalah jenis tegangan yang arah kerjanya sejajar terhadap bidang penampang pipa dan biasanya muncul akibat interaksi dua atau lebih tegangan normal yang bekerja simultan pada satu titik. Dalam konteks sistem perpipaan, tegangan ini umumnya berasal dari kombinasi gaya yang ditransmisikan melalui penyangga pipa (*pipe support*) serta pengaruh momen lentur (*bending moment*) yang bekerja pada struktur pipa tersebut [4].

$$\sigma_{max} = \frac{Px A_i}{A_m} \quad (14)$$

2.3 Tegangan Ijin

Penentuan nilai aktual tegangan dibandingkan dengan batas tegangan yang diizinkan untuk tiap jenis pembebanan dilakukan dengan menggunakan persamaan-persamaan tertentu sebagaimana dijelaskan dalam referensi [1].

2.3.1 Tegangan Ijin Akibat Sustained Load

Tegangan longitudinal (SL) yang berasal dari tekanan internal, beban berat pipa, serta elemen struktural lainnya dalam sistem termasuk dalam kategori *sustained load* atau beban berkelanjutan. Nilai tegangan ini tidak boleh melebihi tegangan izin (Sh) sebagaimana ditetapkan dalam referensi [1]. Besarnya (Sh) ditentukan menggunakan persamaan yang disesuaikan dengan sifat material dan kondisi operasi sistem perpipaan.

$$S_{due\ to\ sustain\ load} \leq S_H \quad (15)$$

2.3.2 Tegangan Ijin Akibat Occasional Load

Merujuk pada ketentuan 302.3.6 dalam referensi [1], akumulasi tegangan longitudinal yang dihasilkan dari tekanan internal, berat sistem, dan beban sustained lainnya, apabila digabungkan dengan tegangan akibat beban occasional seperti angin atau gempa bumi, tidak diperkenankan melebihi batas maksimum sebesar 1,33 kali dari tegangan izin dasar (Sh).

$$S_{due\ to\ Thermal\ load} \leq S_A$$

$$S_A = f (1.25(S_c + S_h) - S_L) \quad (16)$$

2.3.3 Tegangan Ijin Akibat Expansion Load

Tegangan izin yang terkait dengan ekspansi termal timbul pada material pipa dan komponennya sebagai akibat dari pembebanan suhu yang berlangsung secara siklik berulang. Batas tegangan yang diizinkan untuk kondisi ini ditetapkan mengacu pada ketentuan yang tercantum dalam ketentuan 302.3.5 pada referensi [1].

$$S_{due\ to\ Thermal\ load} \leq S_A$$

$$S_A = f (1.25(S_c + 0.25S_h)) \quad (17)$$

2.4 Displacement Pipa

Evaluasi perpindahan (*displacement*) pada sistem perpipaan dilakukan untuk memastikan bahwa gerakan akibat berbagai kondisi pembebanan tetap berada dalam batas yang diperbolehkan secara struktural maupun operasional. Berdasarkan dokumen internal perusahaan, nilai *displacement* maksimum yang diizinkan adalah 8 mm untuk semua *load case*, termasuk kondisi *sustained*. Sementara itu, batas *displacement* akibat ekspansi termal dibatasi hingga maksimum 100 mm ke segala arah.

2.5 Nozzle load Test Tank

Penilaian beban pada *nozzle* dilakukan untuk memastikan bahwa gaya dan momen yang ditimbulkan oleh sistem perpipaan eksternal tetap berada dalam batas yang ditetapkan oleh manufaktur. Berdasarkan dokumen perusahaan, nilai *allowable* untuk *nozzle* N2 pada *test tank* dengan ukuran NPS 4 inch ditentukan sebagai berikut:

- Gaya radial (FR) maksimum: 450 lbf
- Momen Torsion (MT) maksimum: 1033 ft·lbf
- Momen circumferensial (MC) maksimum: 738 lbf

2.6 Flange Leakage Analysis pada Test Tank

Analisis kebocoran *flange* dilakukan untuk memastikan bahwa tegangan-tegangan pada sambungan *flange* tetap berada dalam batas tegangan izin yang ditetapkan oleh standar. Berdasarkan ASME Section VIII Division 1 [2], batas tegangan izin untuk *flange nozzle* N2 pada *test tank* ditentukan sesuai material dan kondisi operasionalnya.

Flange menggunakan material ASTM A105 dengan *rating* 150 dan baut dari material ASTM A193 Gr. B7, yang masing-masing memiliki *allowable stress* sebesar 22.000 psi dan 25.000 psi pada suhu operasi 200 °F. Berdasarkan persyaratan tersebut, nilai batas tegangan izin untuk komponen sambungan *flange* adalah sebagai berikut:

- *Longitudinal hub stress* (SH): 30.000 psi
- *Radial flange stress* (SR): 20.000 psi
- *Tangential flange stress* (ST): 20.000 psi
- *Bolting stress* (BS): 25.000 psi

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Maximum Allowable Pipe Span

Perhitungan jarak maksimum antar penyangga pipa dilakukan dengan menggunakan Persamaan (1) hingga Persamaan (5), yang mempertimbangkan karakteristik material, diameter pipa, berat isi, dan kondisi tumpuan. Hasil perhitungan tersebut disajikan dalam Tabel

1, yang menunjukkan nilai *maximum allowable pipe span* untuk konfigurasi sistem perpipaan yang dianalisis.

Tabel 1: Maximum Allowable Pipe Span.

No	Parameter	Notasi	Nilai	Satuan
1	<i>Allowable Pipe Span Based on Limitation of Stress</i>	L_S	40,57	ft
2	<i>Allowable Pipe Span Based on Limitation of Deflection</i>	L_D	28,04	ft

Berdasarkan hasil analisis, jarak maksimum antar penyangga ditinjau dari batas tegangan (*allowable pipe span based on limitation of stress*) adalah 40,57 ft (12,37 m), sedangkan dari batas defleksi (*allowable pipe span based on limitation of deflection*) diperoleh nilai sebesar 28,04 ft (8,55 m). Karena penentuan jarak minimum antar penyangga mempertimbangkan nilai terkecil dari kedua batas tersebut, maka digunakan nilai yang lebih konservatif, yaitu berdasarkan batas defleksi sebesar 28,04 ft (8,55 m) [5].

3.2 Dimensi Expansion Loop

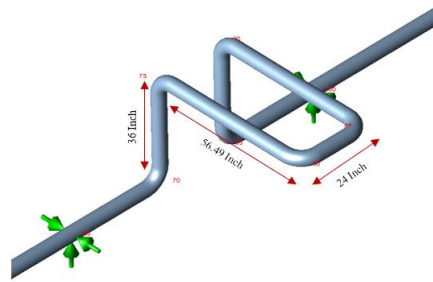
Perhitungan dimensi *expansion loop* dilakukan dengan menggunakan Persamaan (6) hingga Persamaan (9), yang mempertimbangkan hubungan antara panjang pipa, tegangan kerja, diameter pipa, serta perubahan suhu operasional. Parameter-parameter ini digunakan untuk memastikan bahwa konfigurasi *expansion loop* mampu menampung deformasi akibat ekspansi termal tanpa melebihi batas tegangan yang diizinkan. Hasil perhitungan disajikan dalam Tabel 2, yang menunjukkan nilai dimensi *expansion loop* berdasarkan sistem perpipaan yang dianalisis.

Tabel 2: Hasil Perhitungan Dimensi Expansion Loop.

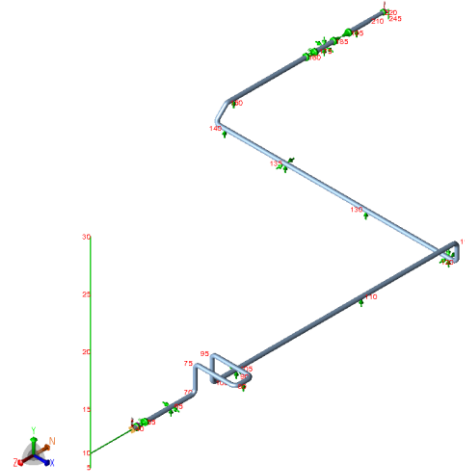
No	Parameter	Notasi	Nilai	Satuan
1	Panjang	L	92,60	in
2	Fleksibilitas	K_1	0,26	in
3	Nilai Hubungan	$\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$	0,04	-
4	Konfigurasi Geometri	K_2	0,61	-
5	Panjang Min Expansion Loop	$K_2 L$	56,49	in
6	Lebar Expansion Loop	$K_1 L$	24	in

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh dimensi *expansion loop* sebagai berikut: lebar ($K_1 L$) sebesar 24 in, panjang ($K_2 L$) sebesar 56,49 in dan untuk tinggi raiser pada *Three dimensional loop* mengambil referensi [6] yaitu 3 ft. Nilai-nilai ini merupakan hasil evaluasi terhadap parameter panjang pipa, diameter, tegangan kerja, serta perubahan suhu, sehingga dapat menjamin kemampuan sistem menampung ekspansi termal secara aman. Detail dimensi pemodelan desain

expansion loop tersebut ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Dimensi Desain Three Dimensional Loop



Gambar 2. Permodelan Expansion Loop Type 3 Dimensional pada Line 4"PL-1018-A

Gambar 2 menunjukkan Integrasi loop 3D pada segmen antara *test tank* dan *transfer pump* secara signifikan menurunkan *load* eksternal ke *nozzle* N2. Simulasi menunjukkan seluruh komponen gaya (F_X , F_Y , F_Z) dan momen (M_X , M_Y , M_Z) berada di bawah nilai *allowable* manufaktur (F_X , F_Y , $F_Z \leq 450$ lbf; M_X , $M_Y \leq 738$ ft·lbf; $M_Z \leq 1033$ ft·lbf) pada *load case* ekspansi (L42). Selain itu, batas *displacement* perusahaan terpenuhi (maksimum di bawah 100 mm untuk arah mana pun), dan hasil span mengarahkan pada *layout support* dengan jarak efektif mengacu pada 28,04 ft (batas defleksi) untuk mengendalikan lendutan saat operasi. Dengan demikian, modifikasi *routing* melalui loop 3D terbukti efektif menjaga integritas *nozzle* dan sambungan *flange* pada kondisi termal 200°F.

3.3 Tegangan Akibat Sustained Load

Perhitungan besar tegangan dilakukan berdasarkan Persamaan (15). Tabel 3 menampilkan hasil analisis tegangan dari perangkat lunak *pipe stress analysis* untuk beberapa segmen pada jalur perpipaan PL-1018-A. Tegangan maksimum tercatat pada *node* 180 dengan nilai sebesar 11.616,1 psi. Nilai ini merepresentasikan tegangan maksimum akibat beban *sustained* dalam kondisi desain, yang masih berada di bawah batas tegangan yang diizinkan.

3.4 Tegangan Akibat *Occasional Load*

Perhitungan tegangan dilakukan dengan merujuk pada Persamaan (16). Tabel 3 menampilkan hasil analisis tegangan dari perangkat lunak *pipe stress analysis* pada beberapa segmen di jalur perpipaan PL-1018-A. Nilai tegangan maksimum tercatat pada *node* 180, yaitu sebesar 22.876,5 psi. Nilai ini merepresentasikan tegangan maksimum akibat beban occasional pada kondisi desain, dan masih berada dalam batas tegangan yang diizinkan.

3.5 Tegangan Akibat *Thermal Expansion Load*

Perhitungan tegangan didasarkan pada Persamaan (17). Tabel 3 menampilkan hasil analisis tegangan dari perangkat lunak *pipe stress analysis* pada beberapa segmen jalur perpipaan PL-1018-A. Tegangan maksimum tercatat pada *node* 88 dengan nilai sebesar 4.071,6 psi. Nilai ini merepresentasikan tegangan maksimum akibat beban ekspansi termal dalam kondisi desain, dan seluruhnya masih berada dalam batas tegangan yang diizinkan.

Tabel 3: *Output Stress* pada *Software Analisis Tegangan*.

No	Load Case	Code Stress (psi)	Allowable Stress (psi)	Ratio (%)
1	L7 (Sustained)	11616,1	20000	58,1
2	L41 (Occasional)	22876,5	26600	86,0
2	L42 (Expansion)	4071,6	40167,3	10,1

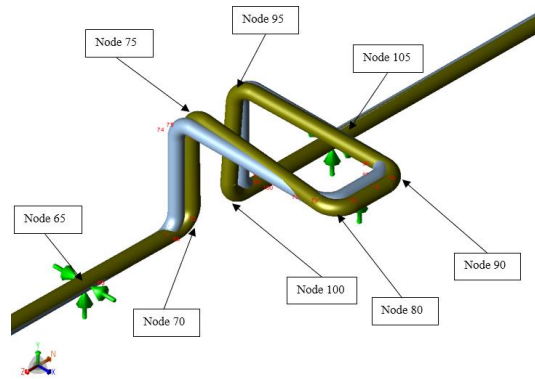
3.6 Displacement Pipe Summary

Analisis *displacement* dilakukan khusus untuk kondisi pembebanan *thermal expansion*. Hasil simulasi menunjukkan perpindahan akibat ekspansi termal yang terjadi pada sistem perpipaan sebagai respons terhadap kenaikan suhu operasi.

Hasil perhitungan menunjukkan nilai-nilai *displacement* pada berbagai titik *node*, sebagaimana ditampilkan dalam Tabel 4 dan divisualisasikan melalui Gambar 3. Kemudian dievaluasi terhadap batas maksimum perusahaan, yaitu 100 mm ke segala arah.

Tabel 4: *Maximum Displacement Pipe Summary*.

No	Node	DX	DY	DZ
1	65	0.000	0.112	-2.520
2	70	0.602	0.460	-3.142
3	75	1.285	1.008	-1.943
4	80	2.543	-0.005	0.389
5	90	2.418	0.119	0.119
6	95	1.166	1.361	2.479
7	100	0.470	0.528	3.470
8	105	0.000	0.000	2.845



Gambar 3. Visualisasi Grafis *Displacement Expansion Loop Type 3 Dimensional* pada Line 4"PL-1018-A

Berdasarkan hasil tersebut, seluruh *displacement* aktual berada dalam batas yang diizinkan, sehingga sistem dinyatakan aman.

3.7 Analisis *Nozzle Load* pada *Test Tank*

Evaluasi beban pada *nozzle N2 test tank* dilakukan untuk memastikan bahwa gaya dan momen akibat sistem perpipaan eksternal tidak melampaui batas izin yang ditetapkan oleh pihak manufaktur. Nilai batas (*allowable*) untuk komponen gaya radial (FR), momen longitudinal (ML), dan momen circumferensial (MC) telah ditentukan sebelumnya dan digunakan sebagai acuan pembandingan dalam analisis ini.

Berdasarkan hasil simulasi, diperoleh nilai aktual beban pada masing-masing komponen. Hasil perbandingan antara nilai aktual dan batas izinnnya disajikan dalam Tabel 5, yang digunakan untuk menilai apakah sambungan *nozzle* masih berada dalam kondisi aman dan sesuai spesifikasi desain.

Tabel 5: *Nozzle Loads Check*.

No	Load Case	Forces (Lb)	Moments (Ft.Lb)
1	L42 (Expansion)	FX -131	MX -666,4
		FY -219	MY 258,5
		FZ -169	MZ 78,5
		Allowable Nozzle Load	
		FX 450	MX 738
		FY 450	MY 738
		FZ 450	MZ 1033

Berdasarkan hasil tersebut, nilai gaya (*force*) dan momen (*moment*) aktual pada *nozzle N2 test tank* berada di bawah batas *allowable* yang ditentukan dalam dokumen standar perusahaan manufaktur, sehingga sistem dinyatakan aman.

3.8 Analisis *Flange Leakage Test Tank*

Analisis *flange leakage* dilakukan untuk memastikan bahwa tegangan pada sambungan *flange* tetap berada dalam batas izin yang ditentukan oleh standar. Analisis ini memperhitungkan tegangan pada elemen-elemen kunci sambungan,

yaitu *hub longitudinal* (SH), *radial flange* (SR), *tangential flange* (ST), serta *bolting stress* (BS).

Berdasarkan hasil simulasi, nilai-nilai tegangan aktual dibandingkan dengan batas *allowable* sesuai ketentuan ASME *Section VIII Division 1* [2] untuk material ASTM A105 (rating 150) dan baut ASTM A193 Gr. B7. Hasil perbandingan disajikan dalam Tabel 6.

Tabel 6: *Flange Leakage Analysis.*

No	Stress	Calculated (Psi)	Allowable (Psi)	Ratio (%)
1	Longitudinal Hub Stress (SH)	23742	30000	79
2	Radial Flange Stress (SR)	13444	20000	67
3	Tangential Flange Stress (ST)	12241	20000	61
4	Bolting Stress (BS)	22770	25000	91

Berdasarkan hasil tersebut, seluruh komponen tegangan pada sambungan *flange* yaitu *longitudinal hub stress*, *radial flange stress*, *tangential flange stress*, dan *bolting stress* tercatat berada di bawah batas tegangan izin sesuai standar. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa sambungan *flange* pada desain *three-dimensional loop* ini aman terhadap kebocoran dan memenuhi persyaratan kelayakan desain pada kondisi operasi.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis sistem perpipaan pada *test tank*, dapat disimpulkan bahwa jarak maksimum antar penyangga ditentukan sebesar 28,04 ft berdasarkan batas defleksi, dimensi *expansion loop* yang dirancang ($K_1L = 24$ in dan $K_2L = 56,49$ in) telah memenuhi kriteria ekspansi termal, tegangan akibat beban *sustained* sebesar 11.616,1 psi, tegangan akibat beban *occasional* sebesar 22876,5 psi dan tegangan akibat beban *thermal expansion* sebesar 4071,6 psi. Semua nilai tegangan berada di bawah batas izin sesuai ASME B31.3 [1], nilai *displacement* akibat *thermal expansion* tidak melampaui batas 100 mm, beban gaya dan momen pada *nozzle* N2 berada di bawah batas *allowable* dari manufaktur, serta tegangan pada sambungan *flange* meliputi *longitudinal hub stress*, *radial flange stress*, *tangential flange stress*, dan *bolting stress* berada dalam batas izin yang ditetapkan ASME *Section VIII Division 1* [2], sehingga seluruh aspek kelayakan teknis sistem ini dinyatakan aman dan sesuai dengan standar desain yang berlaku.

5. PUSTAKA

- [1] ASME. (2024). ASME B31.3 Process Piping. New York: The American Society of Mechanical Engineers.
- [2] ASME. (2021). ASME Sec.VIII Div.1

Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: The American Society of Mechanical Engineers.

- [3] Chamsudi, A. (2005). Piping Stress Analysis. Diklat - Piping Stress Analysis. Jakarta.
- [4] Tijara, P. (2004). Pelatihan Dasar Analisis Tegangan Menggunakan *Software* COADE CAESAR II. PT. Tijara Pratama.
- [5] Kannappan, S. (1986). *Introduction for Pipe Stress Analysis*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [6] M. . Kellogg, "Design of Piping Systems." New York, 1956.