

DESAIN EXPANSION LOOP PADA LINE SUCTION PUMP 33-LP-0001/0002/0003/0004/0008/0009 PROYEK JAKARTA TANK TERMINAL PHASE 2A

Ali Sofyan¹, Adi Wirawan Husodo², Daisy Dwijati K. R. A.³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1,2}

Program Studi D-IV Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³
 Email: aliesofy@gmail.com¹

Abstract – In piping system, the suction pump line works at a design temperature of 80°C and a design pressure of 14 bar (G). There is one problem occur in the routing of the suction pump pipe. The nozzle load value of the suction pump 33-LP-0004 turns out to exceed the permitted standard of API 610. Based on this problem, the expansion loop design, stress analysis, calculation of the natural frequencies value and analysis of the nozzle load on the suction pump line need to be done by using CAESAR II software. The calculation is based on ASME B31.3 for stress analysis and API 610 for nozzle loads analysis and calculating natural frequency values. The analysis results on the design of expansion loops with dimensions of 17.49 ft (5330 mm) for H and 12.59 ft (3840 mm) for W indicate the stress values meet with ASME B31.3 standard due to sustained load, thermal load, and occasional load. In addition the results of force and moment values on the nozzle load and natural frequency values also meet API 610 standard. Based on the results, the expansion loop design is safe and acceptable.

Keyword: stress analysis, expansion loop, nozzle load, suction pump, CAESAR II software

Nomenclature

- S_h** Tegangan dasar (psi)
- S_L** Tegangan longitudinal (psi)
- S_A** Allowable stress untuk ekspansi termal (psi)
- F_{ax}** Gaya aksial (lb)
- A_i** Internal area of pipe (in²)
- A_m** Cross section area of pipe (in²)
- L** Allowable pipe span (in)
- W** Total weight (lb/in)
- S_h** Allowable tensile stress for the pipe material (psi)
- E** Modulus of elasticity (psi)
- Z** Modulus of section of pipe (in³)
- I** Area moment of inertia of pipe (in⁴)
- C** Calculation factor
- Δ** Allowable deflection (in)
- K₁L** Length of Loop (m)
- L** Guide Distance between Loop (m)
- K₂L** Width of Loop (m)

1. PENDAHULUAN

Jakarta Tank Terminal Phase 2A Project merupakan suatu proyek ekspansi penampungan bahan bakar minyak. Dalam pengoperasiannya proyek tersebut menggunakan 6 pompa utama yaitu pompa 33-LP-0001, 33-LP-0002, 33-LP-0003, 33-LP-0004, 33-LP-0008, dan 33-LP-0009. Line suction pump bekerja pada temperatur desain 80°C dan tekanan desain sebesar 14 bar(G)

dengan diameter pipa 12", 18" dan 20". Namun, routing pipa pada suction pump bermasalah dimana nozzle load suction pump 33-LP-0004 melebihi standar yang diijinkan berdasarkan API 610. Perancangan sistem perpipaan tersebut harus benar-benar aman dan memiliki fleksibilitas yang cukup sehingga analisa tegangan pada sistem perpipaan dibutuhkan agar tidak terjadi kegagalan yang diakibatkan oleh beban berlebih (overload). Jika kegagalan atau tegangan yang berlebih ditemukan maka perancangan ulang harus dilakukan agar sistem perpipaan dapat beroperasi. Hasil dari tegangan, gaya dan momen harus sesuai dengan standar dan kode yang ditetapkan [1]. Salah satu cara untuk mengurangi beban yang berlebih pada nozzle yaitu dengan menambahkan expansion loop pada line suction pump. Pada penelitian ini desain expansion loop, analisa tegangan, analisa beban nozzle, serta analisa frekuensi alami dilakukan pada line suction pump dengan menggunakan software CAESAR II.

2. METODOLOGI .

2.1 Allowable Pipe Span

Perhitungan allowable pipe span ditunjukkan pada Persamaan (1) dan (2) [2].

Jika minimum frekuensi yang diijinkan (f _n) adalah C dikali span L _s	3,12	4	5	6	7	8	9	10	15	20
	1,000	0,883	0,790	0,720	0,668	0,625	0,589	0,559	0,456	0,395

Gambar 1. Calculation Factor

Penentuan jarak *support* dalam kondisi *both end limitation of stress* dapat dihitung dengan Persamaan (1) dan *both end limitation of deflection* (2)

$$L = \frac{\sqrt{0.33ZSh}}{w} \quad (1)$$

$$L = \frac{\sqrt{\Delta EI}}{22.5 w} \quad (2)$$

Jarak *support* berdasarkan frekuensi alami dapat dihitung dengan Persamaan (3). Nilai C dapat dicari dari Gambar 1.

$$fn = \frac{3.12}{\sqrt{\Delta}}$$

$$L = C \times L_{def} \quad (3)$$

2.2 Dimensi Expansion Loop

Expansion Loop merupakan suatu metode untuk mengurangi efek dari *thermal expansion* dengan memberi ruang saat pipa mengalami pemuaian dan penyusutan.

Dimensi *expansion loop* di tentukan dengan menggunakan persamaan dari M.W. Kellogg [3]. Sebelum mencari panjang K_2L , dilakukan asumsi untuk panjang K_1L .

$$L = K_1L + 2 (L_c) \quad (4)$$

Jika panjang L diketahui maka dapat dilanjutkan dengan menghitung K_1 dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$

$$K_1 = K_1L / L \quad (5)$$

$$\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta} \quad (6)$$

Nilai K_1 dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$ yang telah ditemukan dimasukkan ke grafik sampai saling berpotongan, kemudian dicari nilai K_2 [3].

Setelah mendapatkan nilai K_2 perhitungan dilanjutkan dengan menghitung lengan *loop* dengan Persamaan (7). Setelah nilai K_2 ditentukan, maka nilai K_2L dapat dihitung.

$$K_2L = K_2 \times L \quad (7)$$

2.3 Tegangan Sistem Perpipaan

Tegangan sistem perpipaan meliputi tegangan akibat *sustained load*, *thermal load*, dan *occasional load*. Nilai dari tegangan sistem perpipaan tidak boleh melebihi batas ijin standar ASME B31.3 [4]. Persamaan (8) tegangan akibat *sustained load*, Persamaan (9) tegangan akibat

thermal load, dan Persamaan (10) tegangan akibat *occasional load*.

$$SL = [(Ia (Slp + |Fax / Ap|) + Sb)^2 + 4St2]^{1/2} < Sh \quad (8)$$

$$[(|iaFax/Ap| + Sb)^2 + 4St2]^{1/2} < f [1.25(Sc + Sh) - SL] \quad (9)$$

$$IaFax/Ap| + Sb + SL < kSh \quad (10)$$

2.4 Beban Nozzle Pompa

Dalam penentuan batasan ijin nilai beban *nozzle* pada pompa mengacu pada standar API 610 [5]. Di standar API 610 nilai batasan yang diijinkan pada pipa berdiameter 20 inchi adalah force ± 1200 lbf dan moment ± 2200 lbf.ft

2.5 Frekuensi Alami

Penentuan nilai batasan ijin frekuensi alami yang diijinkan pada suatu sistem perpipaan mengacu pada API 610 [5]. API 610 bagian 6.9.2.6 tentang frekuensi alami, untuk memastikan sebuah sistem perpipaan tidak mengalami resonansi, nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus di bawah atau di atas 10% dari nilai frekuensi eksitasi.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Allowable Pipe Span

Sistem perpipaan akan mengalami lenturan dan defleksi karena berat pipa itu sendiri dan berat fluida yang mengalir di dalam pipa. Untuk menghindari terjadinya defleksi pipa yang berlebih maka, perhitungan panjang jarak maksimum antara dua tumpuan agar defleksi terjadi sekecil mungkin perlu dilakukan. Dari hasil perhitungan tersebut akan diambil nilai yang terkecil sebagai acuan penggunaan jarak *support*. Nilai perhitungan *allowable pipe span* berdasarkan *both ends* dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 1 Hasil Perhitungan Pipe Span

HASIL PERHITUNGAN MAXIMUM ALLOWABLE PIPE SPAN			
No	Parameter	Nilai	Satuan
NPS 12"			
1	Limitation of Stress	52.11	ft
	Limitation of Deflection	37.91	ft
	Frekuensi Alami	33.47	ft
NPS 18"			
2	Limitation of Stress	59.88	ft
	Limitation of Deflection	48.27	ft
	Frekuensi Alami	47.12	ft
NPS 20"			
3	Limitation of Stress	64.48	ft
	Limitation of Deflection	52.78	ft
	Frekuensi Alami	52.20	ft

3.2 Dimensi Expansion Loop

Perhitungan dimensi pada loop menggunakan metode M.W. Kellogg. Panjang (L) sebesar 52.46 ft, kemudian asumsi nilai $L_c = K_1L$ ditentukan.

$$L = K_1L + 2(L_c)$$

$$52.46 = K_1L + 2(K_1L)$$

$$52.46 = 3K_1L$$

$$K_1L = 17.49 \text{ ft}$$

Menghitung *thermal expansion*

$$\begin{aligned} \Delta &= C \times L \times (T_f - T_g) \times 12 \frac{\text{in}}{\text{ft}} \\ &= 0.0000038 \times 52.46 \times (176 - 67.30) \times 12 \frac{\text{in}}{\text{ft}} \\ &= 0.26 \text{ inch} \end{aligned}$$

Menghitung $\frac{L^2S}{10^7D\Delta}$ dan K_1

$$\frac{L^2S}{10^7D\Delta} = \frac{52.46^2 \times 20000}{10^7 \times 20 \times 0.26}$$

$$= 0.1$$

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{K_1L}{L} \\ &= \frac{17.49}{52.46} \\ &= 0.3 \end{aligned}$$

Menghitung K_2 berdasarkan grafik, didapat nilai K_2 sebesar 0.24.

Menghitung K_2L

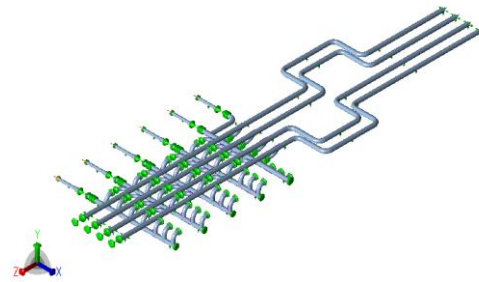
$$\begin{aligned} K_2L &= K_2 \times L \\ &= 0.24 \times 52.46 \\ &= 12.59 \text{ ft} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas nilai dimensi *expansion loop* K_1L atau H sebesar 17.49 ft (5330 mm) dan K_2L atau W sebesar 12.59 ft (3840 mm) didapatkan.

3.3 Pemodelan Desain Expansion Loop

Kondisi desain *expansion loop* dimodelkan menggunakan *software* CAESAR II 2014.

Pemodelan desain *expansion loop* tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Pemodelan Desain Expansion Loop

3.4 Tegangan Sistem Perpipaan

Dalam penelitian ini analisa tegangan pada desain *expansion loop* dilakukan. Nilai tegangan yang terjadi dihitung menggunakan *software* CAESAR II 2014. Perhitungan disesuaikan dengan penentuan *load case* yang dianalisa pada sistem perpipaan akibat *sustained load*, *thermal load*, dan *occasional load*.

Nilai tegangan terbesar akibat *sustained load* yaitu 14191,6 psi, akibat *thermal load* yaitu 5887.1 psi, dan akibat *occasional load* yaitu 14682.2 psi. Semua tegangan yang terjadi memenuhi batasan ijin ASME B31.3.

Gambar 3 menunjukkan nilai tegangan akibat *sustained load*. Gambar 4 menunjukkan nilai tegangan akibat *thermal load*. Gambar 5 menunjukkan nilai tegangan akibat *occasional load*.

Dari hasil analisa dapat disimpulkan penambahan *expansion loop* pada suatu sistem dapat mempengaruhi nilai tegangan yang terjadi.

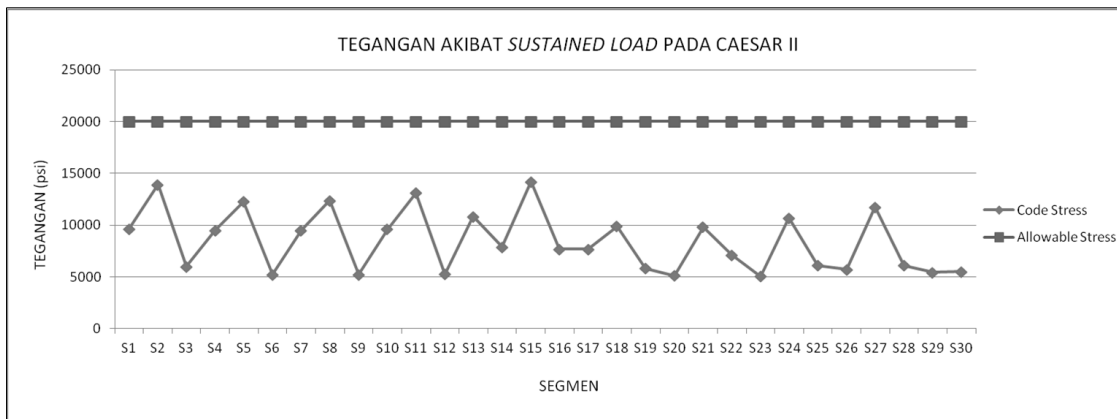
3.5 Beban Nozzle Pompa

Perhitungan *nozzle load* berdasarkan API 610 menggunakan *software* CAESAR II. Hasil perhitungan pada Tabel 2, Tabel 3, tabel 4, tabel 5, Tabel 6, Tabel 7.

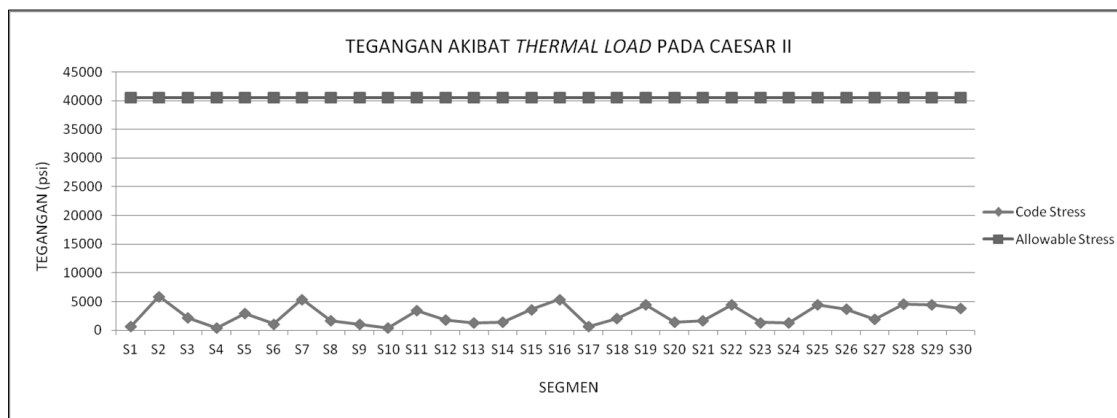
Bedasarkan perhitungan dengan *software*, besar Gaya (F) dan Momen (M) akibat *sustained load*, *thermal load*, dan *occasional load* pada sumbu X, Y, Z tidak melebihi standar API 610.

3.6 Frekuensi Alami

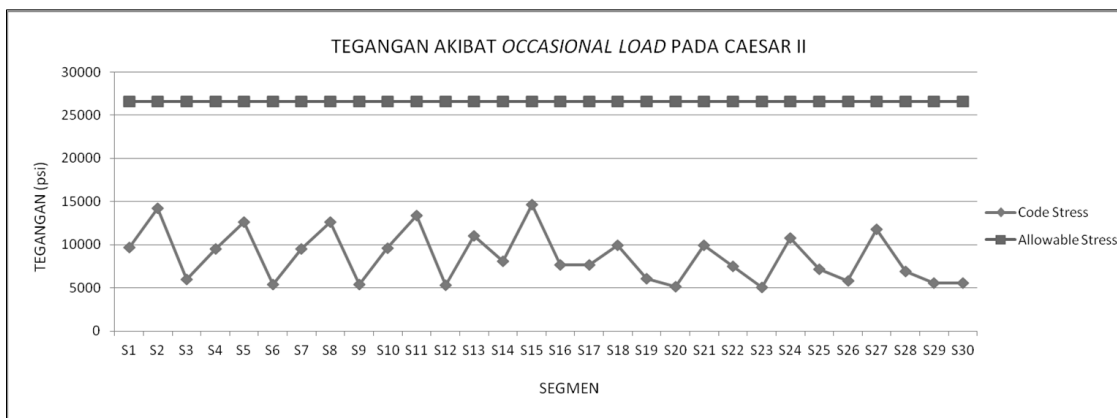
Analisa frekuensi alami yang menggunakan metode modal analisis pada sistem perpipaan, kondisi tegangan akibat *sustained load*, *thermal load*, dan *occasional load* harus dalam keadaan aman. Hasil perhitungan nilai frekuensi alami menggunakan *software* CAESAR II 2014 dapat dilihat pada Tabel 8.



Gambar 3. Nilai Tegangan Akibat Sustained Load



Gambar 4. Nilai Tegangan Akibat Thermal Load



Gambar 5. Nilai Tegangan Akibat Occasional Load

Tabel 2. Nilai Nozzle Load pada Suction Pump 33-LP-0004

Load Case	Force	Allowable API 610	Desain (lbf)	Acceptance	Moment	Allowable API 610	Desain (ft.lbf)	Acceptance
(SUS) W+P1+H	Fx	1800.00	-4.00	Accepted	Mx	4500.00	0.10	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	4.00	Accepted	Mz	3400.00	-0.10	Accepted
(EXP) L43=L5-L9	Fx	1800.00	-1131.00	Accepted	Mx	4500.00	17.90	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	1131.00	Accepted	Mz	3400.00	-17.90	Accepted
(OCC) L52=L9+L48	Fx	1800.00	6.00	Accepted	Mx	4500.00	0.50	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	-6.00	Accepted	Mz	3400.00	-0.50	Accepted

Tabel 3. Nilai Nozzle Load pada Suction Pump 33-LP-0003

Load Case	Force	Allowable API 610	Desain (lbf)	Acceptance	Moment	Allowable API 610	Desain (ft.lbf)	Acceptance
(SUS) W+P1+H	Fx	1800.00	-2.00	Accepted	Mx	4500.00	-0.10	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	2.00	Accepted	Mz	3400.00	0.10	Accepted
(EXP) L43=L5-L9	Fx	1800.00	-1014.00	Accepted	Mx	4500.00	6.50	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	1014.00	Accepted	Mz	3400.00	-6.50	Accepted
(OCC) L52=L9+L48	Fx	1800.00	3.00	Accepted	Mx	4500.00	0.50	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	-3.00	Accepted	Mz	3400.00	-0.50	Accepted

Tabel 4. Nilai Nozzle Load pada Suction Pump 33-LP-0002

Load Case	Force	Allowable API 610	Desain (lbf)	Acceptance	Moment	Allowable API 610	Desain (ft.lbf)	Acceptance
(SUS) W+P1+H	Fx	1800.00	-2.00	Accepted	Mx	4500.00	0.70	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	2.00	Accepted	Mz	3400.00	-0.70	Accepted
(EXP) L43=L5-L9	Fx	1800.00	-975.00	Accepted	Mx	4500.00	-7.20	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	975.00	Accepted	Mz	3400.00	7.20	Accepted
(OCC) L52=L9+L48	Fx	1800.00	3.00	Accepted	Mx	4500.00	0.80	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	-3.00	Accepted	Mz	3400.00	-0.80	Accepted

Tabel 5. Nilai Nozzle Load pada Suction Pump 33-LP-0001

Load Case	Force	Allowable API 610	Desain (lbf)	Acceptance	Moment	Allowable API 610	Desain (ft.lbf)	Acceptance
(SUS) W+P1+H	Fx	1800.00	-6.00	Accepted	Mx	4500.00	-1.90	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	6.00	Accepted	Mz	3400.00	1.90	Accepted
(EXP) L43=L5-L9	Fx	1800.00	-844.00	Accepted	Mx	4500.00	-29.60	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	844.00	Accepted	Mz	3400.00	29.60	Accepted
(OCC) L52=L9+L48	Fx	1800.00	9.00	Accepted	Mx	4500.00	2.40	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	-9.00	Accepted	Mz	3400.00	-2.40	Accepted

Tabel 6. Nilai Nozzle Load pada Suction Pump 33-LP-0008

Load Case	Force	Allowable API 610	Desain (lbf)	Acceptance	Moment	Allowable API 610	Desain (ft.lbf)	Acceptance
(SUS) W+P1+H	Fx	1800.00	0.00	Accepted	Mx	4500.00	-22.60	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	0.00	Accepted	Mz	3400.00	22.60	Accepted
(EXP) L43=L5-L9	Fx	1800.00	-631.00	Accepted	Mx	4500.00	-6.30	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	631.00	Accepted	Mz	3400.00	6.30	Accepted
(OCC) L52=L9+L48	Fx	1800.00	2.00	Accepted	Mx	4500.00	22.70	Accepted
	Fy	1500.00	0.00	Accepted	My	2200.00	0.00	Accepted
	Fz	1200.00	-2.00	Accepted	Mz	3400.00	-22.70	Accepted

Tabel 7. Nilai Nozzle Load pada Suction Pump 33-LP-0009

Load Case	Force	Allowable API 610	Desain (lbf)	Acceptance	Moment	Allowable API 610	Desain (ft.lbf)	Acceptance
(SUS) W+P1+H	F _x	1800.00	-1.00	Accepted	M _x	4500.00	6.30	Accepted
	F _y	1500.00	0.00	Accepted	M _y	2200.00	0.00	Accepted
	F _z	1200.00	-1.00	Accepted	M _z	3400.00	6.30	Accepted
(EXP) L43=L5-L9	F _x	1800.00	711.00	Accepted	M _x	4500.00	2.60	Accepted
	F _y	1500.00	0.00	Accepted	M _y	2200.00	0.00	Accepted
	F _z	1200.00	711.00	Accepted	M _z	3400.00	2.60	Accepted
(OCC) L52=L9+L48	F _x	1800.00	-1.00	Accepted	M _x	4500.00	-6.70	Accepted
	F _y	1500.00	0.00	Accepted	M _y	2200.00	0.00	Accepted
	F _z	1200.00	-1.00	Accepted	M _z	3400.00	-6.70	Accepted

Tabel 8. Nilai Frekuensi Alami

Mode	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (Rad/sec)	Periode (sec)
1	0.478	3.001	2.093
2	0.559	3.514	1.788
3	0.693	4.354	1.443
4	0.769	4.833	1.300
5	0.863	5.424	1.158
6	0.893	5.613	1.119
7	0.949	5.96	1.054
8	1.01	6.345	0.990
9	1.323	8.311	0.756
10	2.043	12.839	0.489

Hasil analisa menggunakan *software* CAESAR II 2014 menghasilkan berbagai nilai frekuensi alami pada sistem perpipaan desain *expansion loop*. *Mode* 1 merupakan modus awal dengan nilai frekuensi alami terkecil. Nilai frekuensi alami pada *mode* 1 hingga *mode* 10 memenuhi kriteria standar API 610, sebesar 0.478 – 2.043 Hz yaitu nilainya kurang dari 10% frekuensi eksitasinya sebesar 2.5 Hz.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan desain *expansion loop* jenis *horizontal loop* dengan dimensi minimal H sebesar 17.49 ft dan W sebesar 12.59 ft pada pipa 20 inch didapatkan. Nilai tegangan akibat *sustained load* sebesar 14191.60 psi, nilai tegangan akibat *thermal load* sebesar 5887.10 psi, dan nilai tegangan akibat *occasional load* sebesar 14682.20 psi. Semua nilai tegangan yang terjadi tidak melebihi standar ijin sesuai ASME B31.3. Nilai *force* dan *moment* untuk semua *nozzle* pompa juga masih memenuhi standar yang diijinkan sesuai API 610. Nilai frekuensi alami pada sistem perpipaan sebesar 0.478 Hz masih memenuhi standar yang diijinkan sesuai API 610 yaitu $f_n < 2.5$ Hz.

5. PUSTAKA

- [1] P. Manurung and B. Syam, “Analisa Tegangan Pipa Pada Sistem Perpipaan Heavy Fuel Oil Dari Daily Tank Unit 1 Dan Unit 2 Menuju Heat Exchanger Di PLTU Belawan,” vol. 5, no. 1, pp. 37–46, 2013.

- [2] S. Kannapan, “Introduction to Pipe Stress Analysis.” A Wiley Interscience Publication, New York, 1986.
- [3] M. . Kellogg, “Design of Piping Systems.” New York, 1956.
- [4] ASME, *ASME B31.3-2014, Process Piping, ASME Code for Pressure Piping*, vol. 2014. U.S.A: The American Society of Mechanical Engineering, 2014.
- [5] API 610, “Centrifugal Pump for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries”, 2010.