

ANALISIS PERBANDINGAN ANTARA DESAIN 3D LOOP DENGAN VERTICAL LOOP DI JALUR PIPA DARI SPHERICAL TANK MENUJU SUCTION PUMP

Fauzi Hanif Izzuddin^{1*}, Eko Julianto², Ekky Nur Budiyo³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya,
Indonesia^{1,2,3}

Email: fauzihanif24@student.ppns.ac.id^{1*}; eko_julianto@ppns.ac.id^{2*}; ekky@ppns.ac.id^{3*};

Abstract - Expansion loop is a way to reduce the effect of thermal expansion by providing space when the pipe expands and shrinks. The expansion loop design in the LPG company project is still in the engineering stage, so it needs to be analyzed using software to ensure that the design is safe. The existing design of the expansion loop is 3D Loop type and will be compared with the Vertical Loop type. Comparisons are made with the variables sustain load, thermal load, occasional load, and nozzle load in order to obtain an effective expansion loop design. Based on the results of the analysis using software, the values for the 3D Loop design were obtained with a sustain load of 11852.4 psi, a thermal load of 8394.3 psi, and an occasional load of 12412.9 psi. Whereas for the Vertical Loop design with a sustain load value of 11854.1 psi, a thermal load of 8851.4 psi, and an occasional load of 11871.0 psi. The results of the stress analysis for both types of expansion loop designs meet the ASME B31.3 standard. Analysis of the nozzle load values for both types of expansion loop designs meets API 610 permit standards. Based on all analysis results, the 3D type expansion loop design is more effective to use.

Keyword: Expansion Loop, Stress Analysis, Nozzle Load Analysis, Effective Design, Software

Nomenclature

W_{pipe}	Berat total pipa (lb/ft)
W_{fluida}	Berat total fluida (lb/ft)
OD	Outside diameter (in)
ID	Inside diameter (in)
ρ_{pipa}	Massa jenis pipa (lb/in ³)
L_{stress}	Pipe span both end limitation of stress (ft)
$L_{\text{deflection}}$	Pipe span both end limitation of deflection (ft)
Z	Section modullus (in ³)
S_h	Allowable tensile stress pada temperatur tinggi (psi)
W	Berat total (lb/ft)
Δ	Allowable deflection (in)
E	Modulus elastisitas (psi)
I	Moment of inertia (in ⁴)
ΔL	Thermal expansion (in)
C	Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ in/in/°F)
L	Panjang total pipa (ft)
T_f	Temperatur fluida (°F)
T_g	Temperatur ground (°F)

1. PENDAHULUAN

Untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam *engineering* bisa dikatakan aman perlu adanya *piping stress analysis*. Beban (gaya, moment dan

tegangan) pada pipa dan *nozzle equipment* dibuat sedemikian rupa agar beban tersebut tidak melebihi batasan yang telah ditetapkan oleh *Code and Standard Internasional*. Menurut Achmad Chamsudi untuk *main piping* yang terhubung dengan *critical (rotating) equipment* harus dianalisa. Sesuai pernyataan Achmad Chamsudi *line suction pump LPG project* Belawan harus dianalisa. *Line* tersebut menggunakan material pipa API 5L Grade B pada temperatur desain sebesar 60°C dan tekanan desain sebesar 17.6 bar dengan diameter pipa 12". Terdapat desain *expansion loop* pada *line suction pump LPG* dengan tipe *Three Dimensional (3D) loop* dan akan dibandingkan dengan tipe *Vertical Loop*.

Untuk membandingkan kedua tipe desain *expansion loop* diperlukan analisa terlebih dahulu seperti pemilihan tipe *loop* yang sesuai dari segi tegangan, dan *nozzle load*, yang mengacu pada *standard ASME B31.3* untuk analisa tegangan dan API 610 untuk analisa *nozzle load*. Dari segi tegangan akan dianalisa akibat beban *sustain*, *thermal*, dan *occasional*. Dari segi *nozzle load* akan dianalisa menggunakan beberapa variasi pengoperasian pompa yaitu kondisi pada saat semua pompa beroperasi dan kondisi pada saat salah satu pompa *standby* secara bergantian. Pemilihan tipe desain *expansion loop* didasarkan pada nilai teknis.

2. METODOLOGI

2.1. Maximum Allowable Pipe Span

Jarak antar support dalam kondisi *both end limitation of stress* dan *both end limitation of deflection* berdasarkan berat pipa, fluida, dan attachment dapat dihitung dengan rumus dari *Handbook Sam Kanappan* sebagai berikut:

$$W_{\text{pipe}} = \frac{\pi}{4} \times (\text{OD} - \text{ID})^2 \times \rho_{\text{pipa}} \times 12 \quad (1)$$

$$W_{\text{fluida}} = \frac{\pi}{4} \times (\text{ID})^2 \times \rho_{\text{fluida}} \times 12 \quad (2)$$

$$L_{\text{stress}} = \frac{\sqrt{0.33ZSh}}{W} \quad (3)$$

$$L_{\text{deflection}} = \frac{\sqrt{\Delta EI}}{22.5 W} \quad (4)$$

2.2. Dimensi Expansion Loop

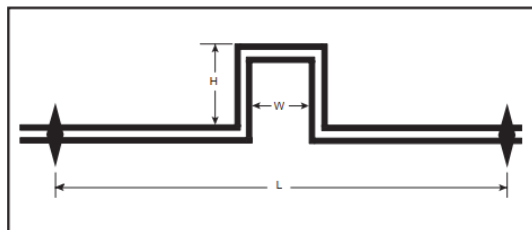
Pada Thermacor penentuan dimensi *expansion loop* dapat diketahui dengan formula berikut:

$$\Delta L = C \times L \times (T_f - T_g) \times 12 \frac{\text{in}}{\text{ft}} \quad (5)$$

Jika ΔL sudah ditentukan maka dapat dilanjutkan dengan mencari nilai dimensi *expansion loop* berdasarkan tabel 1 dan gambar 1 Thermacor berikut:

Tabel 1: Expansion Loop Size for Steel Pipe

PIPE SIZE (IN)	ΔL (IN)	LOOP SIZE (FT)		PIPE SIZE (IN)	ΔL (IN)	LOOP SIZE (FT)	
		H	W			H	W
3/4	0.00 - 1.50	4	2	10	0.00 - 0.42	4	2
	1.50 - 6.00	6	3		0.42 - 0.91	6	3
	6.00 - 1.00	4	2		0.91 - 1.44	8	4
1	1.00 - 4.14	6	3	12	1.44 - 2.00	10	5
	4.14 - 0.93	4	2		2.00 - 2.57	12	6
	0.93 - 3.33	6	3		2.57 - 3.16	14	7
1-1/4	3.33 - 5.56	8	4	14	3.16 - 3.80	16	8
	5.56 - 0.88	4	2		3.80 - 4.14	18	9
	0.88 - 2.75	6	3		4.14 - 0.39	4	2
1-1/2	2.75 - 4.75	8	4	16	0.39 - 0.87	6	3
	4.75 - 0.85	4	2		0.87 - 1.34	8	4
	0.85 - 2.38	6	3		1.34 - 1.88	10	5
2	2.38 - 4.00	8	4	18	1.88 - 2.43	12	6
	4.00 - 0.78	4	2		2.43 - 3.00	14	7
	0.78 - 2.14	6	3		3.00 - 3.57	16	8
2-1/2	2.14 - 3.71	8	4	20	3.57 - 4.14	18	9
	3.71 - 5.31	10	5		0.00 - 0.41	4	2
	5.31 - 0.72	4	2		0.41 - 0.85	6	3
3	0.72 - 1.78	6	3	22	0.85 - 1.32	8	4
	1.78 - 3.00	8	4		1.32 - 1.83	10	5
	3.00 - 4.35	10	5		1.83 - 2.34	12	6
3-1/2	4.35 - 0.68	4	2	24	2.34 - 2.86	14	7
	0.68 - 1.35	6	3		2.86 - 3.43	16	8
	1.35 - 2.70	8	4		3.43 - 4.00	18	9
4	2.70 - 3.84	10	5	26			
	3.84 - 5.00	12	6				



Gambar 1. Dimensi Expansion Loop

2.3. Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa meliputi *sustain load*, *thermal load*, dan *occasional load*. Perhitungan tegangan menggunakan *software CAESAR II*.

Pemodelan pada *software CAESAR II* diperlukan penentuan node/segmen terlebih dahulu dan *load case* yang sesuai.

2.4. Nozzle Load Pompa

Beban aktual yang terjadi pada *nozzle* berdasarkan hasil analisis suatu sistem perpipaan dapat dikatakan aman apabila beban tersebut dapat diterima atau berada pada zona ambang batas beban yang diperkenankan API 610.

2.5. Pemilihan Desain Efektif

Desain efektif dipilih menggunakan metode eliminasi teknis. Desain dipilih berdasarkan perhitungan tegangan, *nozzle load*, dan analisa biaya. Dari semua variabel dicari peluang tertinggi yang akan dijadikan desain efektif.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Allowable Pipe Span

Nilai *allowable pipe span* didapatkan dari hasil perhitungan menggunakan persamaan (1),(2),(3) dan (4) yang dapat dilihat pada tabel 2 berikut:

Tabel 2: Hasil Perhitungan Allowable Pipe Span

PERHITUNGAN PIPE SPAN			
NO	PARAMETER	NILAI	SATUAN
1	NPS 12" (Header)		
	Limitation of Stress	21,62603	ft
		6,592	m
	Limitation of Deflection	24,265	ft
7,396		m	
2	NPS 12" (Outlet Spherical Tank)		
	Limitation of Stress	18,041	ft
		5,499	m
	Limitation of Deflection	22,162	ft
6,755		m	
3	NPS 10"		
	Limitation of Stress	16,889	ft
		5,148	m
	Limitation of Deflection	19,655	ft
5,991		m	
4	NPS 6"		
	Limitation of Stress	12,573	ft
		3,832	m
	Limitation of Deflection	13,241	ft
4,036		m	

3.2. Dimensi Expansion Loop

Dimensi dari desain *expansion loop* tipe *Three Dimensional Loop* berdasarkan data isometri pada *line number 200-12" LPG-A2A-070* yang sudah terdapat desain jalur *routing* pipanya. Sedangkan untuk tipe *Vertical Loop* ditentukan menggunakan Thermacor.

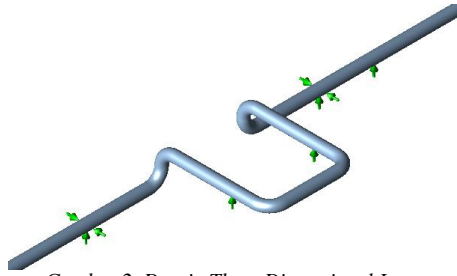
$$\begin{aligned} \Delta L &= C \times L \times (T_f - T_g) \times 12 \frac{\text{in}}{\text{ft}} \\ &= 6,561 \times 553,2189 \times (140-86) \times 12 \\ &= 2,352 \text{ in} \end{aligned}$$

Berdasarkan Thermacor maka didapat nilai H dan W sebagai berikut:
D = 12 in

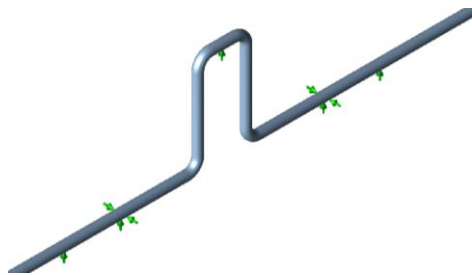
H = 12 ft
W = 6 ft

3.3. Pemodelan Desain Expansion Loop

Kondisi desain *expansion loop* dimodelkan menggunakan *software* CAESAR II ditunjukkan pada gambar 2 dan 3.



Gambar 2. Desain Three Dimensional Loop



Gambar 3. Desain Vertical Loop

3.4. Analisa Tegangan pada Desain Expansion Loop

Nilai tegangan yang terjadi dihitung menggunakan *software* CAESAR II. Perhitungan disesuaikan dengan *load case* akibat *sustain load*, *thermal load*, dan *occasional load*.

Nilai tegangan terbesar desain *3D Loop* akibat *sustain load* yaitu 3706,0 psi, akibat *thermal load* yaitu 8197,3 psi, dan akibat *occasional load* yaitu 3716,0 psi. Kemudian nilai tegangan terbesar desain *Vertical Loop* akibat *sustain load* yaitu 4205,3 psi, akibat *thermal load* yaitu 8508,9 psi, dan akibat *occasional load* yaitu 4205,3 psi.

Nilai tegangan terbesar pada *line suction pump LPG* dengan desain *3D Loop* akibat *sustain load* yaitu 11852,4 psi, akibat *thermal load* yaitu 8394,3 psi, dan akibat *occasional load* yaitu 12412,9 psi. Kemudian nilai tegangan terbesar pada *line suction pump LPG* dengan desain *Vertical Loop* akibat *sustain load* yaitu 11854,1 psi, akibat *thermal load* yaitu 8851,4 psi, dan akibat *occasional load* yaitu 11871,0 psi.

Semua nilai tegangan akibat *sustain load*, *thermal load*, dan *occasional load* sudah memenuhi *standard* ijin ASME B31.3.

3.5. Analisa Nozzle Load

Pada penelitian ini pompa yang digunakan adalah jenis sentrifugal sehingga perhitungan *nozzle load* berdasarkan API 610 menggunakan

software CAESAR II. Hasil perhitungan akan ditunjukkan pada tabel 2 dan tabel 3 berikut:

Tabel 2: Nilai Nozzle Load pada Suction Pump LPG

NODE	LOAD CASE	F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z	KETERANGAN
		lb	lb	lb	ft.lb	ft.lb	ft.lb	
DESAIN 3D LOOP								
8340	W-T1+P1	500,0	39,0	-319,0	147,1	-553,7	-1037,2	Semua Pompa Beroperasi
	W-T3+P3	4,0	-33,0	-161,0	-17,0	-150,7	-34,2	Pompa 300-P-03 Standby
	W-T4+P4	154,0	-18,0	-177,0	0,5	-195,3	-55,9	Pompa 300-P-02 Standby
	W-T5+P5	84,0	-25,0	-176,0	-6,8	-189,8	-43,1	Pompa 300-P-01 Standby
8470	W-T1+P1	175,0	0,0	-253,0	154,8	-467,7	-646,8	Semua Pompa Beroperasi
	W-T3+P3	91,0	-18,0	-161,0	10,4	-182,0	-15,0	Pompa 300-P-03 Standby
	W-T4+P4	-130,0	-15,0	-149,0	14,2	-137,8	-18,2	Pompa 300-P-02 Standby
	W-T5+P5	108,0	-12,0	-162,0	18,9	-183,3	-22,8	Pompa 300-P-01 Standby
8600	W-T1+P1	286,0	-29,0	-253,0	135,2	-473,1	-407,1	Semua Pompa Beroperasi
	W-T3+P3	72,0	-4,0	-160,0	43,8	-179,6	-9,8	Pompa 300-P-03 Standby
	W-T4+P4	158,0	-7,0	-161,0	39,1	-185,6	-1,7	Pompa 300-P-02 Standby
	W-T5+P5	-38,0	-1,0	-150,0	46,5	-143,9	-13,4	Pompa 300-P-01 Standby
DESAIN VERTICAL LOOP								
8340	W-T1+P1	535,0	59,0	-326,0	134,4	-564,4	-998,0	Semua Pompa Beroperasi
	W-T3+P3	4,0	-33,0	-161,0	-17,0	-150,7	-34,2	Pompa 300-P-03 Standby
	W-T4+P4	154,0	-18,0	-177,0	0,4	-195,3	-55,9	Pompa 300-P-02 Standby
	W-T5+P5	84,0	-25,0	-176,0	-6,8	-189,8	-43,1	Pompa 300-P-01 Standby
8470	W-T1+P1	269,0	-33,0	-255,0	147,4	-474,2	-552,4	Semua Pompa Beroperasi
	W-T3+P3	91,0	-18,0	-161,0	10,4	-182,0	-14,9	Pompa 300-P-03 Standby
	W-T4+P4	-130,0	-15,0	-149,0	14,2	-137,8	-18,2	Pompa 300-P-02 Standby
	W-T5+P5	108,0	-12,0	-162,0	18,9	-183,3	-22,8	Pompa 300-P-01 Standby
8600	W-T1+P1	353,0	-53,0	-254,0	120,7	-477,3	-318,9	Semua Pompa Beroperasi
	W-T3+P3	72,0	-4,0	-160,0	43,8	-179,6	-9,8	Pompa 300-P-03 Standby
	W-T4+P4	159,0	-7,0	-161,0	39,1	-185,6	-1,7	Pompa 300-P-02 Standby
	W-T5+P5	-38,0	-1,0	-150,0	46,5	-143,9	-13,4	Pompa 300-P-01 Standby

Tabel 2: Perbandingan Maximum Nozzle Load

ANALISA	F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z	KETERANGAN
	lb	lb	lb	ft.lb	ft.lb	ft.lb	
DESAIN 3D LOOP							
MAXIMUM LOAD	500,0	39,0	-319,0	154,8	-553,7	-1037,2	
ALLOWABLE LOAD	700	560	460	1700	870	1300	API 610
RATIO (%)	71,4	7,0	-69,3	9,1	-63,6	-79,8	
STATUS	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	
DESAIN VERTICAL LOOP							
MAXIMUM LOAD	535,0	59,0	-326,0	147,4	-564,4	-998,0	
ALLOWABLE LOAD	700	560	460	1700	870	1300	API 610
RATIO (%)	76,4	10,5	-70,9	8,7	-64,9	-76,8	
STATUS	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	ACCEPT	

Berdasarkan perhitungan dengan *software* CAESAR II, besar *nozzle load* akibat *force* dan *moment* pada sumbu X, Y, Z akibat beberapa pengoperasian pompa tidak melebihi *standard* ijin API 610.

3.6. Pemilihan Desain dengan Metode Eliminasi Teknis

Setelah dilakukan perhitungan, hasil dari desain tersebut kemudian dianalisa dari segi teknis untuk mengetahui desain *expansion loop* yang lebih efektif digunakan. Pemilihan berdasarkan peluang terbesar dalam semua variabel. Hasil analisa akan ditunjukkan pada tabel 3 berikut:

Tabel 3: Perbandingan Variabel Desain Expansion Loop

NO	VARIABEL	SATUAN	JENIS DESAIN EXPANSION LOOP	
			3D LOOP	VERTICAL LOOP
1	Sustain Load	psi	11852,4	11854,1
2	Thermal Load	psi	8394,3	8851,4
3	Occasional Load	psi	12412,9	11871,0
4	Nozzle Load	lb	F _x 500,0	F _x 535,0
		lb	F _y 39,0	F _y 59,0
		lb	F _z -319,0	F _z -326,0
		lb.ft	M _x 154,8	M _x 147,4
		lb.ft	M _y -553,7	M _y -564,4
		lb.ft	M _z -1037,2	M _z -998,0

Berdasarkan pada tabel diatas maka didapatkan kesimpulan bahwa peluangnya adalah 3:2 dengan desain *3D Loop* sebagai desain efektif.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil pembahasan pada penelitian ini, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai *pipe span line suction pump LPG* pada *piping layout* sudah memenuhi syarat maksimal *allowable pipe span* dengan nilai 6,6 m pada pipa header NPS 12"; 5,5 m pada pipa *outlet spherical tank* NPS 12"; 5,1 m pada pipa NPS 10"; dan 3,8 m pada pipa 6".
2. Nilai tegangan terbesar akibat *sustain load*, *thermal load*, dan *occasional load* pada *line suction pump LPG* dengan desain *3D Loop* dan *Vertical Loop* sudah memenuhi *standard* ijin ASME B31.3. Dengan nilai tegangan pada *line suction pump LPG* dengan desain *3D Loop* akibat *sustain load* sebesar 11.852,4 psi, nilai tegangan akibat *thermal load* sebesar 8.394,3 psi, dan nilai tegangan akibat *occasional load* sebesar 12.412,9 psi. Kemudian nilai tegangan pada *line suction pump LPG* dengan desain *Vertical Loop* akibat *sustain load* sebesar 11.854,1 psi, nilai tegangan akibat *thermal load* sebesar 8.851,4 psi, dan nilai tegangan akibat *occasional load* sebesar 11.871,0 psi.
3. Nilai *nozle load* terbesar pada *line suction pump LPG* dengan desain *3D Loop* dan *Vertical Loop load case* W1+T1+P1, W+T3+P3, W+T4+P4, dan W+T5+P5 pada pompa 300-P-01/02/03 dan dengan 4 variasi pengoperasian pompa sudah memenuhi *standard* ijin API 610.
4. Setelah pemodelan dengan *software* CAESAR II pada *line suction pump LPG* dengan desain *3D Loop* didapatkan jumlah *support* 66 buah dan pada desain *Vertical Loop* didapatkan jumlah *support* 65 buah dengan jenis *pipe sleeper*, *tee post*, dan *guide*.
5. Berdasarkan analisa menggunakan eliminasi teknis untuk pemilihan desain *expansion loop* dipilih dengan tipe *3D Loop*.

5. PUSTAKA

- [1] API 610. (2010). *Centrifugal Pump for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*.
- [2] ASME. (2016). *ASME B31.3-2016, Process Piping, ASME Code for Pressure Piping* (Vol. 2016). U.S.A: The American Society of Mechanical Engineering.
- [3] Chamsudi, A. (2005). *Diktat – Piping Stress Analysis*. Jakarta: PT. Rekayasa Industri.
- [4] Hasan, M., Santoso, E., & Mahardhika, P. (2017). Desain *Expansion loop* pada Jalur 116Sv203-150-16H20 *Faty Acid Destillation* PT . Wilmar Nabati Indonesia. *2nd Conference on Piping Engineering and Its Application*, 1–6. Retrieved from <http://journal.ppns.ac.id/index.php/CPEAA/article/view/387>.
- [5] Kannapan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. New York: A Wiley Interscience Publication.
- [6] Lazuardi, B., Kusuma, G. E., Novitrie, N. A., Teknik, M., Ppns, P., Pengajar, S., & Perpipaan, T. (2017). Desain Insulasi dan *Expansion loop* pada Penggantian Jalur Pipa Transfer Ammonia (NH 3) Diameter 8 Inch (Studi Kasus di PT . Petrokimia Gresik).
- [7] Mohinder L. Nayyar. (1973). *Piping Handbook Seventh Edition*. In *Slurry and Sludge Piping*. New York: Mc Graw-Hill.
- [8] Nayyar, M., King, R., & Crocker, S. (2000). *Piping handbook. Slurry and Sludge Piping*. URL:[https://doi.org/10.1016/S0026-0576\(97\)82835-8](https://doi.org/10.1016/S0026-0576(97)82835-8).
- [9] Peng, L.-C., & Peng, T.-L. (n.d.). *Pipe Stress Engineering*. Texas, USA: Peng Engineering.
- [10] Tijara Pratama. (2004). Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Menggunakan *Software* COADE CAESAR II. PT. Tijara Pratama.