

Studi Kasus: Optimasi Sistem Perpipaan Dengan Lengkung Ekspansi Tipe V

Case Study: Optimization of Piping System With Type V Expansion Bend

Danur Riswanto^{1*}, Ryan Fitrian Pahlevi¹, Faiz Nurul Qolbi¹, Eric Topattinaya¹, Muhammad Shandy Putra Prasetyo¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Brebes, Brebes 52276, Indonesia

*Corresponding author: danurriswanto@umbs.ac.id

Diterima: 27-06-2025

Disetujui: 31-07-2025

Dipublikasikan: 11-08-2025

IRAJTMA is licensed under a Creative Commons Attribution-ShareAlike 4.0 International License.



Abstrak

Sistem perpipaan industri yang membawa fluida bersuhu tinggi rentan terhadap ekspansi termal, yang dapat menimbulkan tegangan aksial berlebih dan risiko kegagalan struktur. Penelitian ini bertujuan mengoptimalkan desain lengkung ekspansi tipe V guna meningkatkan efisiensi material dan memastikan tegangan tetap dalam batas aman menurut standar ASME B31.3. Simulasi dilakukan menggunakan perangkat lunak CAESAR II versi 2014, dengan parameter geometri, material, dan kondisi operasi aktual dari proyek. Hasil menunjukkan bahwa desain lengkung tipe V membutuhkan panjang total pipa terpendek, yaitu 5452 mm, dan menghasilkan rasio tegangan termal 30%, lebih efisien dibandingkan desain lengkung tipe U Thermacor (6069 mm, 20.8%) dan Bahaa (10000 mm, 15.8%). Lengkung tipe V juga menghasilkan beban nozzle dan momen yang lebih kecil, sehingga dinilai lebih aman dan ekonomis diterapkan di lapangan.

Kata Kunci: ASME B31.3, CAESAR II, ekspansi termal, sistem perpipaan, lengkung tipe V.

Abstract

Industrial piping systems that transport high-temperature fluids are susceptible to thermal expansion, which can cause excessive axial stress and structural failure risks. This study aims to optimize the V-Type expansion bend design to enhance material efficiency while ensuring stress levels remain within the allowable limits set by ASME B31.3. Simulations were conducted using CAESAR II software version 2014, incorporating real project data on pipe geometry, materials, and operating conditions. The results indicate that the V-Type expansion bend requires the shortest total pipe length-5452 mm-while producing a thermal stress ratio of 30%, outperforming the U-Type bends by Thermacor (6069 mm, 20.8%) and Bahaa (10000 mm, 15.8%). The V-type configuration also results in lower nozzle loads and moments, making it a safer and more cost-effective solution for field implementation.

Keywords: ASME B31.3, CAESAR II, thermal expansion, piping system, V-type expansion bend.

1. Pendahuluan

Standar desain perpipaan merupakan pengalaman industri yang panjang dari negara-negara maju terutama Amerika Serikat, dimana pada akhir 1800-an dan awal 1900-an, terjadi ledakan pipa dan bejana tekan secara berturut-turut. Pipa pemanas meledak di kapal sultana (Varrasi 2012) yang membawa 1500 tentara pada tanggal 27 April 1865 di sungai mississippi, kemudian pada tahun 1905 terjadi ledakan pipa pemanas di pabrik Brockton (Canonico 2010), Massachusetts, dengan korban jiwa meninggal 58 orang, luka-luka 117 dan kerugian materi \$400.000. Berawal dari rentetan kejadian tersebut, pemerintah Massachusetts pada tanggal 30

Agustus 1907 membentuk *Board of Boiler Rules*, undang-undang pertama yang mengatur rancangan dan konstruksi pipa (bejana tekan).

Pada tanggal 13 februari 1915, *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) Boiler Code dikeluarkan oleh komite yang didirikan oleh Kolonel. ED. Meier Presiden dari ASME, dengan judul *Boiler Construction Code*, 1914 edition (Canonico 2010) yang merupakan bagian awal dari seri ASME *Boiler dan Pressure Vessel Code*.

Pada tahun 1926, *American Standards Association* (ASA) atas permohonan dari ASME memulai proyek B.31 (El-Reedy 2020) untuk mengembangkan standar desain pemipaan bertekanan. Pada saat ini beberapa standar yang dikeluarkan dan menjadi acuan sesuai dengan kebutuhan industri adalah:

1. ASME B31.1 untuk industri pembangkit.
2. ASME B31.3 untuk industri proses dan petrokimia.
3. ASME B31.4 pipa transport minyak dan zat cair lainnya.
4. ASME B31.5 sistem perpipaan pendingin.
5. ASME B31.8 pipa transport gas.

Sistem perpipaan masih menjadi alat transportasi utama dalam proses perpindahan fluida sehingga merupakan fasilitas yang sangat penting. Berbagai macam model kegagalan dapat terjadi dan mempengaruhi sistem perpipaan, untuk itu diperlukan proteksi dengan melakukan analisa tegangan pipa pada jalur kritis agar sesuai dengan standar yang digunakan. Berdasarkan jenisnya, pembebanan pada sistem perpipaan dapat diklasifikasikan menjadi 3 (Smith and Van Laan 1987), yaitu beban sustain (berat pipa dan tekanan), beban *occasional* (beban seismik, angin dan gelombang) dan beban ekspansi termal (Guo et al. 2019; KIM et al. 2013). Berkaitan dengan beban ekspansi termal beberapa investigasi pernah dilakukan, diantaranya oleh Fonseca dkk (Fonseca et al. 2005) pada struktural pipa baja, hasil penelitian menunjukkan ketika suatu sistem dikenakan perlakuan panas dengan variasi temperatur tertentu maka terjadi peningkatan panjang dan pelebaran di sepanjang penampang pipa. Berikutnya oleh zaras dkk (Zaras 2008), yaitu penelitian pada pipa industri terkait fenomena *buckling* atau kegagalan struktur (Wiseman and Barkey 2019; Zhang et al. 2019; Papadaki et al. 2018), dari hasil eksperimen dapat diketahui penyebab kegagalan adalah karena deformasi akibat adanya air beku pada ruang antar tubular yang menghasilkan tekanan melebihi tekanan ijin.

Pada desain sistem perpipaan, segmen lurus panjang yang kedua ujungnya terdapat *anchor* dapat mengakibatkan terjadinya tegangan yang tinggi karena kompresi aksial (H. Manjunath and Sangappa 2015). Menurut Sam Kannapan (Kannappan and Saunders 1988), pendekatan yang dapat dilakukan untuk mengatasi permasalahan pada pipa lurus adalah dengan cara merekayasa jalur pipa menggunakan desain lengkung tipe U, bentuk Z atau bentuk L. Eksperimental berkaitan dengan lengkung tipe U pernah dilakukan oleh Bahaa dkk (Shehadeh et al. 2016) dengan tujuan mendapatkan sistem yang efisien (*cost saving*) dan aman, hasil dari penelitian tersebut menunjukkan desain lengkung tipe U paling optimal pada pipa 6" adalah dengan konfigurasi panjang $W = 2000$ mm dan $H = 4000$ mm.

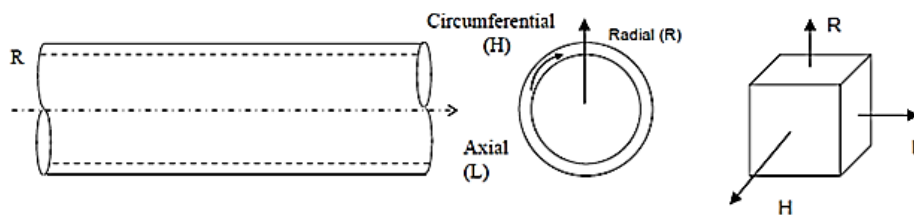
Berdasarkan uraian literatur diatas, penelitian ini bertujuan untuk mengkaji performa desain lengkung ekspansi tipe V melalui simulasi menggunakan *software* CAESAR II. Fokus utama adalah membandingkan desain tipe V dengan desain tipe U dari efisiensi material, distribusi tegangan akibat ekspansi termal, dan gaya reaksi pada peralatan utama seperti tangki timbun dan pompa. Dengan demikian, hasil penelitian ini diharapkan dapat memberikan rekomendasi desain yang optimal, aman, dan ekonomis untuk aplikasi industri. Gap penelitian

yang ingin dijawab dalam studi ini adalah minimnya kajian terhadap desain lengkung ekspansi tipe V berkaitan dengan optimasi sistem perpipaan industri. Penelitian-penelitian terdahulu masih terbatas pada tipe U atau varian umum lainnya, tanpa mengkaji efisiensi desain dari sisi panjang total pipa, rasio tegangan, dan beban pada *nozzle*.

Didalam penerapan standar rancangan, perlu diperhatikan definisi dan prinsip dasar tegangan pipa. Pipa dinyatakan tidak aman apabila melebihi tegangan batas material yang di perbolehkan, tegangan terjadi disebabkan oleh beban dari luar seperti berat mati, tekanan dan pemuaian yang bergantung pada geometri dan jenis material pipa, sedangkan tegangan batas lebih banyak dipengaruhi oleh jenis material dan metode produksinya. Dari penjelasan tersebut, pengertian tegangan pipa dapat diklasifikasikan menjadi dua, yaitu:

1. Tegangan Aktual, yaitu tegangan hasil pengukuran atau perhitungan analisa secara manual maupun dengan *software*.
2. Tegangan berdasarkan *code* atau standar, yaitu tegangan yang diperoleh dari persamaan tegangan yang terdapat pada standar tertentu.

Tegangan merupakan besaran vektor yang memiliki nilai dan arah. Nilai dapat di definisikan sebagai gaya (F) per satuan luas (A). Untuk mendefinisikan arah pada tegangan pipa ditunjukkan pada gambar berikut:



Gambar 1. Arah Tegangan Pipa

Sumbu yang tegak lurus dengan panjang pipa disebut sumbu aksial atau longitudinal. Sumbu yang tegak lurus terhadap dinding pipa dengan arahnya bergerak dari pusat pipa menuju luar pipa disebut sumbu radial. Sumbu yang sejajar dengan pipa tetapi tegak lurus dengan sumbu aksial disebut sumbu tangensial atau sirkumferensial.

1. Tegangan Pipa

Berdasarkan arahnya, maka tegangan pipa dapat diuraikan sebagai berikut:

- a. Tegangan Longitudinal/Aksial. Nilai tegangan ini dinyatakan positif jika tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik dan bernilai negatif jika tegangannya merupakan tegangan tekan. Tegangan longitudinal disebabkan oleh gaya aksial, tekanan dalam pipa dan bending.

a) Akibat gaya aksial:

$$SL = \frac{F_{ax}}{A_m} = \frac{P \cdot A_i}{\pi \cdot d_m \cdot t} = \frac{P \cdot A_i}{\pi (d_o^2 - d_i^2)} \quad (1)$$

b) Akibat tekanan pipa:

$$SL = \frac{P \cdot A_i}{A_m} = \frac{P \cdot d_i^2}{\pi \cdot d_m \cdot t} = \frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t} \quad (2)$$

c) Akibat momen bending:

$$SL = \frac{M_{b.c}}{I} = \frac{M_b \cdot R_o}{I} = \frac{M_b}{Z} \quad (3)$$

d) Tegangan longitudinal secara keseluruhan menjadi:

$$SL = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t} + \frac{M_b}{Z} \quad (4)$$

- b. Tegangan Sirkumferensial. Tegangan ini disebut juga tegangan tangensial atau tegangan *hoop*, tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa, dan bernilai positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua. Besar tegangan ini menurut persamaan Lamé adalah:

$$SH = \frac{P(r_i^2 + \frac{r_i^2 \cdot r_o^2}{r^2})}{r_o^2 - r_i^2} \quad (5)$$

Untuk pipa yang tipis dapat dilakukan penyederhanaan penurunan rumus tegangan pipa tangensial ini dengan mengasumsikan gaya akibat tekanan dalam bekerja sepanjang pipa sehingga rumus untuk tegangan tangensial dapat ditulis sebagai berikut:

$$SH = \frac{P \cdot d_i}{2t} \quad (6)$$

- c. Tegangan Radial. Tegangan ini berupa tegangan kompresi (negatif) jika ditekan dari dalam pipa dan berupa tegangan Tarik (positif) jika di dalam pipa terjadi kondisi hampa (*vacuum pressure*).

$$SR = \frac{P(r_i^2 - \frac{r_i^2 \cdot r_o^2}{r^2})}{r_o^2 - r_i^2} \quad (7)$$

Jika $r = r_o$ maka $SR = 0$ dan jika $r = r_i$, maka $SR = P$ yang artinya tegangan ini nol pada titik dimana tegangan lendutan maksimum, karena itu tegangan ini biasanya diabaikan.

- d. Tegangan Geser. Tegangan yang arahnya parallel dengan penampang permukaan pipa, terjadi jika dua atau lebih tegangan normal bekerja pada satu titik. Tegangan geser pada sistem pipa antara lain akibat gaya dari support pipa dikombinasikan dengan gaya bending.
- a) Akibat gaya geser:

$$\tau_{max} = \frac{V \cdot Q}{A_m} \quad (8)$$

Tegangan ini maksimum di sumbu netral (sumbu simetri pipa) dan nol pada titik dimana tegangan lendut maksimum (pada permukaan luar dinding pipa).

- b) Akibat momen puntir:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{2Z} \quad (9)$$

Tegangan ini maksimum pada titik yang sama dimana tegangan lendut maksimum

2. Beban Pada Sistem Perpipaan

Berdasarkan jenisnya pembebanan pada pipa dapat diklasifikasikan menjadi 3 (Smith and Van Laan 1987), yaitu:

Tegangan Longitudinal/Aksial:

- a. Beban Sustain

Beban sustain adalah beban yang bekerja terus menerus pada kondisi operasi. Tegangan maksimum akibat dari beban berat dapat dirumuskan dengan persamaan:

$$S = \frac{W \cdot L^2}{10Z} \quad (10)$$

- b. Beban *Occasional*

Beban *occasional* adalah beban yang bekerja pada waktu tertentu seperti beban seismik,

angin dan gelombang.

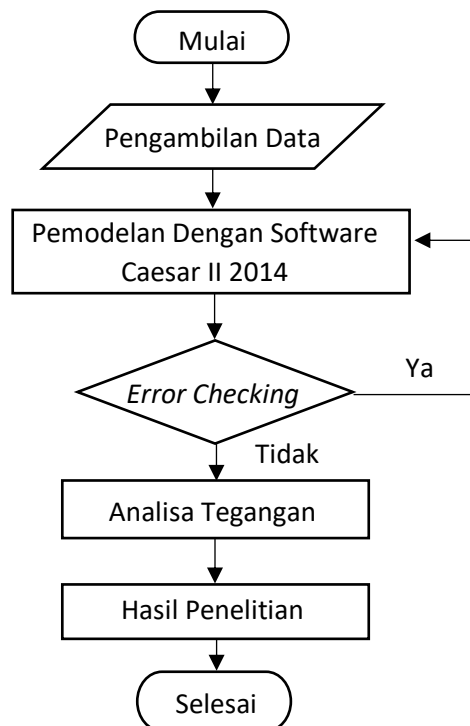
c. **Beban Ekspansi**

Beban ekspansi adalah beban yang menyebabkan terjadinya *displacement* atau pergeseran akibat ekspansi termal sepanjang sumbu pipa, dapat dirumuskan dengan persamaan:

$$\Delta L = C.L.(T_f - T_g).12 \text{ in/ft} \quad (11)$$

2. Metode

Pemodelan dan perhitungan akan diselesaikan dengan menggunakan program Intergraph CAESAR II versi 2014 dengan data-data diperoleh dari sumber literatur dan proyek, terdapat 4 variasi desain, 1 desain awal tanpa lengkungan, 2 desain tipe U dan 1 desain tipe V. Diagram alir dan batasan-batasan yang ditetapkan adalah sebagai berikut:



Gambar 2. Diagram Alir Penelitian

2.1. Karakteristik Sistem Perpipa

Tabel 1. Functional Properties of Line

<i>P (barg)</i>			<i>T (°C)</i>		<i>ρ (kg/m³)</i>			Ins.	Ins. Thck. (mm)
Des	Ope	Test	Design Min	Design Max	Ope	Process Fluid	Test Fluid		
10	1.4	15	-25	90	49	820	1000	150	30

Tabel 2. Mechanical Properties of Line

Pipe Material	Nominal Size (inch)	Wall Thickness (mm)	Corrosion (mm)	Flange Rate	Flange Material
A106B	6	7.1120	2	150#	A105

2.2. Data Desain

Hydrostatic Test ditentukan 1.5 x tekanan desain dan *settlement* atau penurunan pada

nozzle tangki timbun -12.8 pada koordinat y axis. Beban yang diijinkan pada *nozzle* pompa ditentukan 2 x American Petroleum Institute (API) 610 dan pada tangki timbun ditentukan $F = 7200$ N dan $M = 5000$ Nm. Akselerasi seismik ditentukan 0.16 g horizontal (X, Z) 0 g vertikal (Y) dan *wind shape factor* ditentukan 0.7.

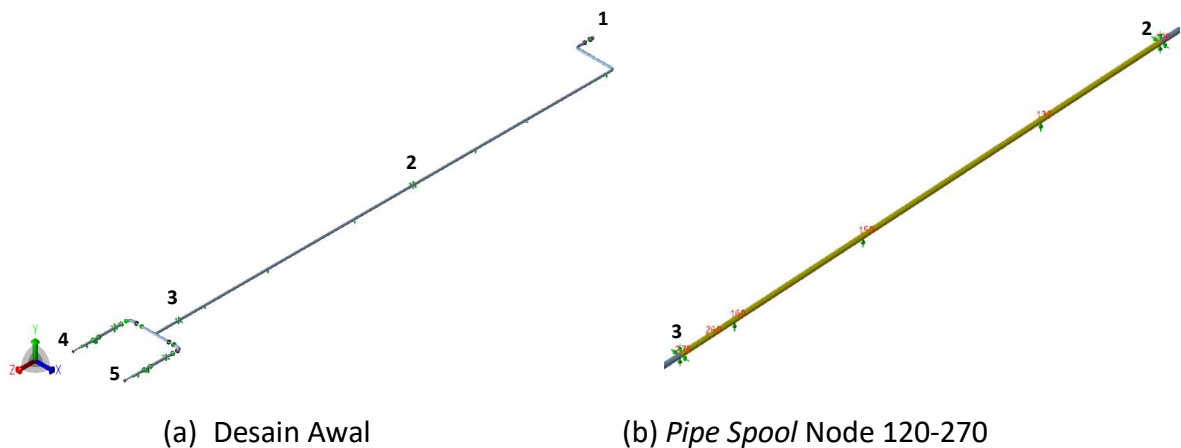
Tabel 3. Perpindahan Nozzle Tangki Timbun Akibat Ekspansi Termal (mm)

	Temperatur		
	90 °C	49 °C	-25 °C
X	0	0	0
Y	0.26	0.13	-0.12
Z	10.75	6.71	-0.71

2.3. Perhitungan Tegangan

Perhitungan tegangan pada penelitian ini akan difokuskan pada tegangan ekspansi termal yang menyebabkan *displacement* atau perpindahan posisi dan beban pada *nozzle*. Hasil perhitungan akan dibandingkan dengan tegangan ijin berdasarkan standar ASME B31.3.

2.4. Pemodelan dan Optimasi



Gambar 3. Desain Sistem Perpipaan

Keterangan Gambar:

1. Tangki Timbun Standar API 650
2. *Full Anchor* Node 120
3. *Intermediate Anchor* Node 270
4. Pompa Sentrifugal B Standar API 610
5. Pompa Sentrifugal A Standar API 610

Ditentukan bahwa jalur pipa yang akan direkayasa dengan lengkung ekspansi adalah pada node 120 sampai dengan node 270 dengan panjang total 20536 mm atau 67.37 ft. Diketahui koefisien termal (C) untuk *steel* 6.5×10^{-6} in./in.°F dan ΔT 112 °C atau 233 °F. Dengan demikian langkah optimasinya adalah sebagai berikut:

1. Perhitungan Ekspansi Termal:

$$\Delta L = C \cdot L \cdot (T_f - T_g) \cdot 12 \text{ in/ft}$$

$$\Delta L = 6.5 \times 10^{-6} \times 67.37 \times 233 \times 12 \text{ in/ft}$$

$$\Delta L = 1.22 \text{ ft}$$

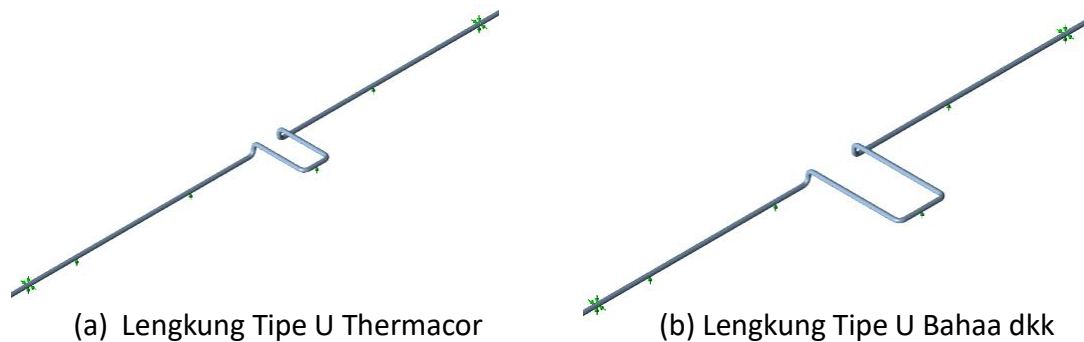
Didapatkan nilai ekspansi termal adalah 1.22 ft.

2. Penentuan Dimensi Lengkung Ekspansi

Dari nilai ekspansi termal dapat ditentukan bahwa ukuran lengkung ekspansi yang sesuai adalah 8 ft dan 4 ft (lihat tabel 4) (Thermacor 2002).

Tabel 4. Ukuran Lengkung Ekspansi

Ukuran Pipa (in.)	ΔL (ft.)	Ukuran Lengkung Ekspansi (ft.)	
		H	W
6	0.00 - 0.46	4	2
	0.46 - 1.16	6	3
	1.16 - 1.87	8	4
	1.87 - 2.35	10	5
	2.35 - 3.51	12	6
	3.51 - 4.26	14	7



Gambar 4. Desain Lengkung Tipe U

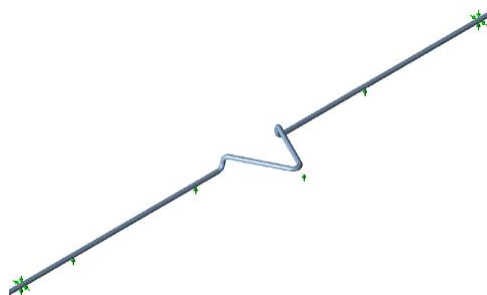
3. Perhitungan Dimensi Lengkung Tipe V

Setelah diketahui panjang H dan W ideal dari model lengkung berbentuk U maka dapat dihitung sisi miring sebagai panjang V. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$\text{Hyp} = \sqrt{H^2 + W^2}$$

$$\text{Hyp} = \sqrt{8^2 + 4^2}$$

$$\text{Hyp} = 8.94 \text{ ft atau } 2726 \text{ mm}$$



Gambar 5. Desain Lengkung Tipe V

3. Hasil dan Pembahasan

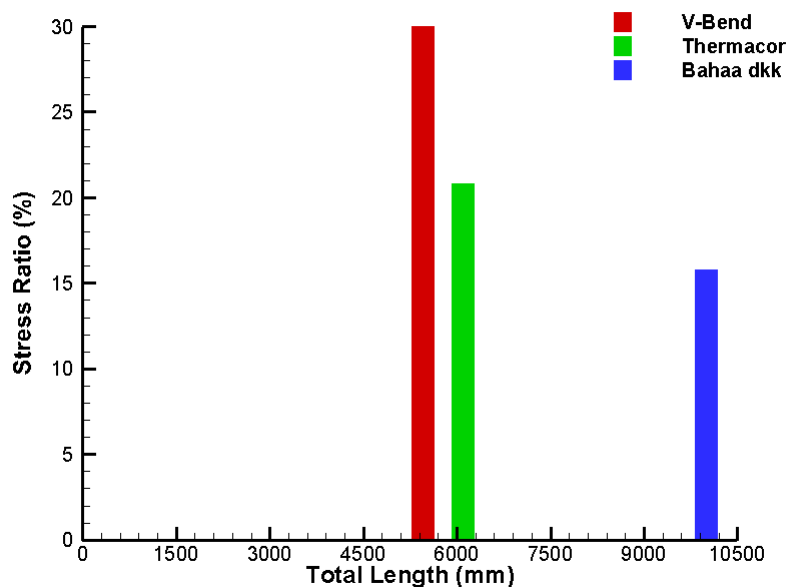
Dari hasil simulasi dapat diketahui karakteristik dari 3 desain lengkung ekspansi. Perbandingan dilakukan pada total panjang lengkung ekspansi (L), rasio tegangan tertinggi dan beban *nozzle* tertinggi. Berikut uraian karakteristik tersebut:

3.1. Rasio Tegangan

Desain awal tanpa lengkungan menunjukkan rasio tegangan melebihi tegangan ijin berdasarkan standar ASME B31.3 (lihat Tabel 5), untuk itu diperlukan fleksibilitas dengan cara merekayasa desain pipa dengan lengkungan. Dari simulasi dapat diketahui pengaruh panjang-pendek lengkungan terhadap rasio tegangan, semakin panjang lengkungan maka sistem menjadi lebih fleksibel dan rasio tegangan lebih rendah.

Tabel 5. Karakteristik Rasio Tegangan

Desain	Panjang Total (mm)	Rasio Tegangan Maksimum ($S_E \leq S_A$) (%)	Verifikasi
Desain Awal (Tanpa Lengkungan)	-	184.2	Gagal
Lengkung Tipe V	5452	30	Lolos
Lengkung Tipe U Thermacor	6069	20.8	Lolos
Lengkung Tipe U Bahaa dkk	10000	15.8	Lolos



Gambar 6. Bar Chart Rasio Tegangan

3.2. Beban Nozzle

Pada karakteristik beban *nozzle* tangki timbun menunjukan desain awal dan optimasi desain masih dalam batas aman berdasarkan Code API 650, sedangkan pada pompa sentrifugal A dan B desain awal dinyatakan tidak aman pada Gaya arah Z axis positif karena melebihi nilai $2 \times \text{API 610}$ yaitu masing-masing 14426 N dan 14809 N (lihat tabel 7 dan tabel 8). Desain lengkung tipe V menunjukkan nilai beban *nozzle* tangki timbun F (Z) dan M (Y) terendah dibandingkan lengkung ekspansi thermacor maupun bahaa dkk dengan 2167 N dan -3390 N.m dan juga memiliki rasio M (Z) terendah pada beban *nozzle* pompa sentrifugal A-B yaitu 383 N.m dan -431 N.m sedangkan desain Bahaa dkk menunjukkan F (Z) paling rendah pada beban *nozzle* pompa sentrifugal A-B dengan masing-masing 1011 N dan 1930 N.

Tabel 6. Karakteristik Beban *Nozzle* Tangki Timbun

Desain	Gaya Maksimum (N)	Batas Gaya Maksimum (N)	Rasio	Momen Maksimum (N.m)	Batas Momen Maksimum (N.m)	Rasio
Desain Awal (Tanpa Lengkungan)	2131 (FY)	7200 (FY)	0.295	-3379 (MZ)	5000 (MZ)	0.675
Lengkung Tipe V	2167 (FY)	7200 (FY)	0.300	-3390 (MZ)	5000 (MZ)	0.678
Lengkung Tipe U Thermacor	2219 (FY)	7200 (FY)	0.308	-3415 (MZ)	5000 (MZ)	0.683
Lengkung Tipe U Bahaa dkk	2196 (FY)	7200 (FY)	0.305	-3412 (MZ)	5000 (MZ)	0.682

Tabel 7. Karakteristik Beban *Nozzle* Pompa Sentrifugal A

Desain	Gaya Maksimum (N)	Batas Gaya Maksimum (N)	Rasio	Momen Maksimum (N.m)	Batas Momen Maksimum (N.m)	Rasio
Desain Awal (Tanpa Lengkungan)	14426 (FZ)	2660 (FZ)	5.423	610 (MY)	1440 (MY)	0.423
Lengkung Tipe V	1552 (FZ)	2660 (FZ)	0.583	383 (MY)	1440 (MY)	0.265
Lengkung Tipe U Thermacor	1230 (FZ)	2660 (FZ)	0.462	423 (MY)	1440 (MY)	0.293
Lengkung Tipe U Bahaa dkk	1011 (FZ)	2660 (FZ)	0.380	431 (MY)	1440 (MY)	0.299

Tabel 8. Karakteristik Beban *Nozzle* Pompa Sentrifugal B

Desain	Gaya Maksimum (N)	Batas Gaya Maksimum (N)	Rasio	Momen Maksimum (N.m)	Batas Momen Maksimum (N.m)	Rasio
Desain Awal (Tanpa Lengkungan)	14809 (FZ)	2660 (FZ)	5.567	-592 (MY)	1440 (MY)	0.411
Lengkung Tipe V	2298 (FZ)	2660 (FZ)	0.863	-431 (MY)	1440 (MY)	0.299
Lengkung Tipe U Thermacor	2154 (FZ)	2660 (FZ)	0.809	-459 (MY)	1440 (MY)	0.318
Lengkung Tipe U Bahaa dkk	1930 (FZ)	2660 (FZ)	0.725	-455 (MY)	1440 (MY)	0.315

Berdasarkan hasil analisa tersebut, lengkung tipe U Bahaa dkk dan Thermacor menunjukkan rasio tegangan yang lebih rendah, tetapi desain lengkung ekspansi tipe V dianggap lebih optimal karena kemampuannya untuk mencapai rasio tegangan yang aman yaitu 30% dengan panjang total yang lebih pendek yaitu 5452 mm dibandingkan lengkung tipe U Thermacor yaitu 6069 mm dan lengkung tipe U Bahaa dkk yaitu 10000 mm. Data ini menunjukkan efisiensi material yang lebih baik dan potensi penghematan biaya konstruksi, yang merupakan tujuan utama penelitian ini. Geometri lengkung tipe V yang lebih kompak memungkinkan penyerapan ekspansi termal yang memadai melalui deformasi lentur.

4. Kesimpulan

Penelitian pada lengkung ekspansi ini bertujuan mendapatkan desain paling optimal untuk kebutuhan konstruksi lapangan dengan tetap memenuhi batas aman yang diijinkan

berdasarkan standar ASME B31.3. Dari hasil penelitian yang dilakukan dapat disimpulkan bahwa desain awal dengan menggunakan lengkung ekspansi tipe V membutuhkan material yang lebih sedikit dibandingkan lengkung ekspansi tipe U versi thermacor (Thermacor 2002) maupun baha dkk (Shehadeh et al. 2016), dengan demikian dihasilkan biaya konstruksi yang lebih rendah dengan tetap memenuhi standar dan batas aman yang diijinkan. Total panjang yang dibutuhkan adalah 5452 mm dengan rasio tegangan 30 % (lihat tabel 5). Pengembangan desain lengkung tipe V berikutnya dapat difokuskan pada pengaruh sudut *offset elbow* terhadap rasio.

Daftar Pustaka

- Canonico, D. 2010. "The History of ASME's Boiler and Pressure Vessel Code." ASME. <https://www.asme.org/topics-resources/content/the-history-of-asmes-boiler-and-pressure>.
- El Reedy, M. A. 2020. "Subsea Pipeline Design and Installation." In *Offshore Structures*, 2nd ed., edited by M. A. El Reedy. Gulf Professional Publishing. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-816191-3.00009-2>.
- Fonseca, E. M. M., F. J. M. Q. de Melo, dan C. A. M. de Oliveira. 2005. "The Thermal and Mechanical Behavior of Structural Steel Piping Systems." *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 82 (2): 145–153. <https://doi.org/10.1016/j.iipvp.2004.06.012>.
- Guo, X., W. Sun, A. Becker, et al. 2019. "Thermal and Stress Analyses of a Novel Coated Steam Dual Pipe System for Use in Advanced Ultra Supercritical Power Plant." *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 176: 103933. <https://doi.org/10.1016/j.iipvp.2019.103933>.
- Kannapan, S., dan H. Saunders. 1998. "Introduction to Pipe Stress Analysis." *Journal of Pressure Vessel Technology* 110 (3): 340–341. <https://doi.org/10.1115/1.3265613>.
- Kim, S. H., J. B. Choi, J. S. Park, Y. H. Choi, dan J. H. Lee. 2013. "A Coupled CFD FEM Analysis on the Safety Injection Piping Subjected to Thermal Stratification." *Nuclear Engineering and Technology* 45 (2): 237–248. <https://doi.org/10.5516/NET.09.2012.038>.
- Manjunath, H., dan Sangappa. 2015. "Calculation Methodologies for One Dimensional Process Piping Systems." *International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR)* 3 (4): 398–401.
- Papadaki, C. I., G. Chatzopoulou, G. C. Sarvanis, dan S. A. Karamanos. 2018. "Buckling of Internally Pressurized Spiral Welded Steel Pipes under Bending." *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 165: 270–285. <https://doi.org/10.1016/j.iipvp.2018.07.006>.
- Shehadeh, B., S. I. Ranganathan, dan F. H. Abed. 2016. "Optimization of Piping Expansion Loops Using ASME B31.3." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering* 230 (1): 56–64. <https://doi.org/10.1177/0954408914532808>.
- Smith, P. R., dan T. J. Van Laan. 1987. *Piping and Pipe Support Systems: Design and Engineering*. New York: McGraw Hill.
- Thermacor. 2002. "Expansion Calculations and Loop Sizing." TTCD 15.103.
- Wiseman, P. E., dan M. E. Barkey. 2019. "A Study of Buckling Analyses of Piping Structures." *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 172: 10–16. <https://doi.org/10.1016/j.iipvp.2019.02.020>.
- Zaras, J. 2008. "Analysis of an Industrial Piping Installation under Buckling Propagation." *Thin Walled Structures* 46 (7): 855–859. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2008.01.045>.
- Zhang, Z., J. Yu, H. Liu, dan Z. Chen. 2019. "Experimental and Finite Element Study on Lateral Global Buckling on Pipe in Pipe Structure by Active Control Method." *Applied Ocean Research* 92: 101917. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2019.101917>.