

Pipe stress analysis of pertalite fuel discharge pipeline PT Pertamina Patra Niaga Integrated terminal Makassar

Muhammad Alif Wahab Adhichahya^{a,1}, Nasaruddin Salam^b, Rustan Tarakka^c

^{a,b,c} Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin, Makassar

¹muhalifwahab10@gmail.com

ABSTRACT

Pipelines that are directly connected to rotating machines (e.g., pumps, turbines, compressors) must be considered in the analysis. PT Pertamina Patra Niaga Integrated Terminal Makassar has a pipeline system called the New Gantry System (NGS), which distributes pertalite, pertamax, and diesel fuel to the bay. Each type of fuel is supplied by different pipelines and connected to different pumps. The purpose of this research is to determine the value of stress that occurs in the discharge pipeline of the P-MKS-001A Pump, which is a distribution pump with the largest capacity for distributing pertalite fuel. This research is conducted by comparing the value of the stress between the computational method using CAESAR II software and the theoretical method using ASME B31.4 standard with the allowable stress limits from ASME B31.4. The result shows that the stress is caused by hydro test load, sustain load and expansion load. The highest stress due to hydro test load and sustain load, respectively, is 3,227.426 lb/in² and 2,669.6531 lb/in² at node 150, with an allowable stress limit of 26,250 lb/in². The highest stress due to expansion load is 15,196.2 lb/in² at node 240, with an allowable stress limit of 18,000 lb/in². Without any stress value that exceeds the allowable stress, the pipeline is safe according to computational and theoretical methods.

Keywords: CAESARII, ASME B31.4, hydro test load, sustain load, expansion load

Received 30 September 2023; **Presented** 5 October 2023; **Publication** 27 May 2024

PENDAHULUAN

Suatu sistem yang digunakan untuk melakukan transportasi fluida kerja antar peralatan (*equipment*) dalam suatu pabrik (*plant*) atau dari satu tempat ke tempat yang lain disebut sistem perpipaan. Sistem perpipaan (*piping system*) dilengkapi dengan komponen-komponen seperti katup, *flange*, belokan (*elbow*), percabangan, *nozzle*, *reducer*, tumpuan, isolasi, dan lain-lain.

Pipa akan menerima beban terus-menerus secara berkesinambungan saat beroperasi. Beban yang mempengaruhi sistem perpipaan dapat diklasifikasikan menjadi beban primer dan beban sekunder. Beban primer disebut beban *non-self limiting*. Beban ini diakibatkan dari beban tetap (*sustained load*) seperti berat katup, flange, isolasi, dan beban permanen lainnya. Dan contoh dari beban sekunder (*self limiting*) adalah beban ekspansi termal (*thermal expansion load*). Dua jenis kegagalan pada perpipaan yang harus dilindungi, yaitu, tegangan berlebih secara langsung atau kegagalan karena tekanan, berat, angin, gempa, dan beban primer lainnya, dan kelelahan atau distorsi karena perubahan regangan (umumnya efek termal) yang merupakan beban sekunder [1].

Analisis tegangan pipa merupakan metode untuk menghitung tegangan dalam suatu sistem perpipaan pada beban operasi normal seperti tekanan,

berat, ekspansi termal, dan beban tiba-tiba seperti angin, gempa bumi, dan *water hammer*. Karena semua sistem perpipaan terhubung dengan peralatan seperti *vessels*, tangka, pompa, turbin, dan kompresor, analisis tegangan pipa juga melibatkan evaluasi efek dari gaya dan momen pipa yang terhubung ke peralatan tersebut. Batas ruang lingkup analisis tegangan pipa yang berhubungan dengan fleksibilitas pipa untuk menyerap ekspansi termal disebut analisis fleksibilitas pipa [2].

Untuk sistem perpipaan yang dihubungkan dengan *equipment*, misalnya pompa, semua jalur utama (*main line*) yang dihubungkan langsung ke *nozzle* pompa harus dipertimbangkan dalam analisa. Desain yang baik dan aman dari sebuah sistem perpipaan sangat diperlukan untuk memastikan kelancaran proses dan untuk memastikan jangka waktu penggunaan dari sistem perpipaan sesuai dengan siklus desain [3].

PT Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal Makassar* memiliki jaringan sistem perpipaan baru yang disebut dengan *New Gantry System (NGS)* yang menyalurkan bahan bakar jenis pertalite, pertamax, dan solar. Setiap jenis bahan bakar yang dialirkan, memiliki jaringan sistem perpipaan yang berbeda dan masing-masingnya terhubung dengan pompa yang berbeda pula.

Pompa P-MKS-001A merupakan pompa milik PT Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal* Makassar yang digunakan untuk mendistribusikan pertalite dari tangki penimbunan sampai ke *bay*. Pompa P-MKS-001A merupakan jenis pompa sentrifugal *single stage* dengan debit aliran maksimal 113,6 liter/detik dengan *head* 59,7 meter dan merupakan pompa distribusi *single stage* dengan kapasitas terbesar yang ada di PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal* Makassar. Sistem perpipaan tersebut memiliki resiko mengalami kegagalan dikarenakan padatnya jam operasional. Untuk mencegah terjadinya kegagalan pada instalasi tersebut, maka perlu dilakukan analisis tegangan pipa pada sistem tersebut.

METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dalam analisis ini yaitu dengan

membandingkan hasil perhitungan komputasi menggunakan Program *CAESAR II* dengan hasil perhitungan teoritis tegangan yang diizinkan menggunakan standar *ASME B31.4*. Pemodelan jalur perpipaan mengikuti paduan [4]. Untuk memperoleh data yang diperlukan, dilakukan pengamatan langsung di lapangan dan menggunakan acuan standarisasi internasional untuk jenis pipa yang selanjutnya digunakan sebagai dasar untuk analisa. Penelitian ini dilakukan pada bulan Juli 2022 – Agustus 2022 bertempat di PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal* Makassar, Kota Makassar, Sulawesi Selatan, Indonesia.

Adapun data pendukung yang menjadi dasar perhitungan manual dan data masukan (*input*) dalam program *CAESAR II* yang akan diproses adalah sebagai berikut.

Tabel 1. Spesifikasi Pipa

No.	Spesifikasi Pipa	
1	Pipe Type	API 5L Grade B Sch.40
2	Inside Diameter	7.981 inch
3	Outside Diameter	8.625 inch
4	Wall Thickness	0.322 inch
5	Hydrotest Pressure (HP)	217.5616 psi
6	Design Pressure (P1)	174.045 psi
7	Operate temperature (P2)	72.52 psi
8	Design Temperature (T1)	140 °F
9	Operate Temperature (T2)	104 °F
10	Maximum Yield Strength (S_y)	35,000 psi

Tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan ada dua, yaitu tegangan akibat ekspansi termal (*stress due to thermal expansion*), dan tegangan longitudinal (*longitudinal stress*) [5].

- Tegangan akibat ekspansi termal (*stress due to thermal expansion*)
Nilai akar kuadrat dari jumlah kuadrat tegangan *bending*, dan empat kali tegangan torsi akibat pertambahan panjang untuk menentukan kisaran tegangan termal yang terjadi, S_E , tidak boleh melebihi tegangan diizinkan, S_A . Secara matematis, tegangan

akibat ekspansi termal (*stress due to thermal expansion*) dapat dituliskan sebagai berikut.

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} < S_A \quad (1)$$

dengan S_E = Tegangan akibat ekspansi termal (psi), S_b = Tegangan *bending* (psi), S_t = Tegangan torsi (psi), S_A = Tegangan termal yang diizinkan (Psi).

$$S_b = \frac{\sqrt{(I_i M_i)^2 + (I_o M_o)^2}}{Z} \quad (2)$$

dengan I_i = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *in-plane*, M_i = Momen *bending in-plane*

(lb.in), I_o = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *out-plane*, M_o = Momen *bending out-plane* (lb.in), Z = Modulus penampang pipa (in³).

$$S_t = \frac{M_t}{2Z} \quad (3)$$

dengan M_t = Momen torsi (lb.in).

Apabila pipa dipanaskan pada suatu temperatur maka akan mengembang dan timbul *strain* dan tegangan [6]. Berdasarkan ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries tahun 2016, untuk menentukan nilai tegangan termal yang diizinkan (S_A), dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$S_A \leq f[1,25(S_c + S_h) - S_L] \quad (4)$$

dengan S_c = Basic material allowable stress pada temperatur minimum dari tabel ASME B31.3 tabel A-1 (Psi), S_h = Basic material allowable stress pada temperatur maksimum dari tabel ASME B31.3 tabel A-1 (Psi) [7].

$$f = 6,0N^{-0,2} \quad (5)$$

dengan f = Faktor kelelahan, tidak boleh melebihi 1,2, N = Jumlah siklus selama masa pakai sistem perpipaan.

- Tegangan longitudinal (*longitudinal stress*)
Tegangan longitudinal merupakan jumlah dari tegangan tekanan (*pressure stress*), tegangan tekuk (*bending stress*), dan tegangan aksial (*axial stress*).

$$S_L = \frac{P_i d}{4t} + \frac{iM}{Z} + \frac{F_a}{A} < 0,75S_y \quad (6)$$

dengan S_L = Tegangan longitudinal (psi), P_i = Tekanan (psi), d = Diameter luar pipa (in), t = Ketebalan dinding pipa (in), i = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *in-plane*, M = Momen bending akibat berat atau beban *seismic* (lb.in), F_a = Gaya aksial (lb), A = Luas penampang pipa (in²).

HASIL DAN PEMBAHASAN

Tegangan akibat hydrotest load

Berdasarkan hasil analisis dengan menggunakan software *CaesarII*, diperoleh bahwa tegangan terbesar akibat *hydrotest load* terjadi pada *node* 150, yaitu 1770,0 lb/in².

```

LOAD CASE DEFINITION KEY
CASE 1 (HYD) WW+HP

Piping Code: B31.4      = B31.4 -2006, October 20, 2006

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 1 (HYD) WW+HP

Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 1 (HYD) WW+HP
Ratio (%):                    5.6      @Node 150
Code Stress:                   1770.0   Allowable Stress: 31500.0
Axial Stress:                   1303.1   @Node 239
Bending Stress:                  475.3   @Node 150
Torsion Stress:                  19.0    @Node 20
Hoop Stress:                    2696.2   @Node 30
Max Stress Intensity:           3026.8   @Node 30
    
```

Gambar 1. Hasil Komputasi Tegangan Maksimum Akibat *Hydrotest Load*

Posisi *node* 150 pada pemodelan, dapat dilihat pada gambar 2. Grafik hubungan tegangan *hydrotest load* komputasi terhadap setiap *node* dalam pemodelan dapat dilihat pada grafik disajikan pada gambar 3.

Untuk hasil analisis dengan menggunakan ASME B31.4, diperoleh bahwa nilai tegangan

terbesar untuk tekanan *hydrotest* 217,5616 psi terletak pada *node* 150, dengan nilai 3227,426 lb/in². Besarnya nilai tegangan yang terjadi akibat *hydrotest load* diakibatkan oleh gaya aksial dan momen *bending* yang terjadi akibat tekanan *hydrotest*.

Grafik perbandingan nilai tegangan akibat *hydrotest load* komputasi dan teoritis terhadap *allowable stress* dapat dilihat pada gambar 4.

Tegangan akibat *sustain load*

Berdasarkan hasil analisis dengan menggunakan *software CaesarII*, diperoleh bahwa tegangan terbesar akibat *sustain load* terjadi pada *node* 150, yaitu 1503,7 lb/in².

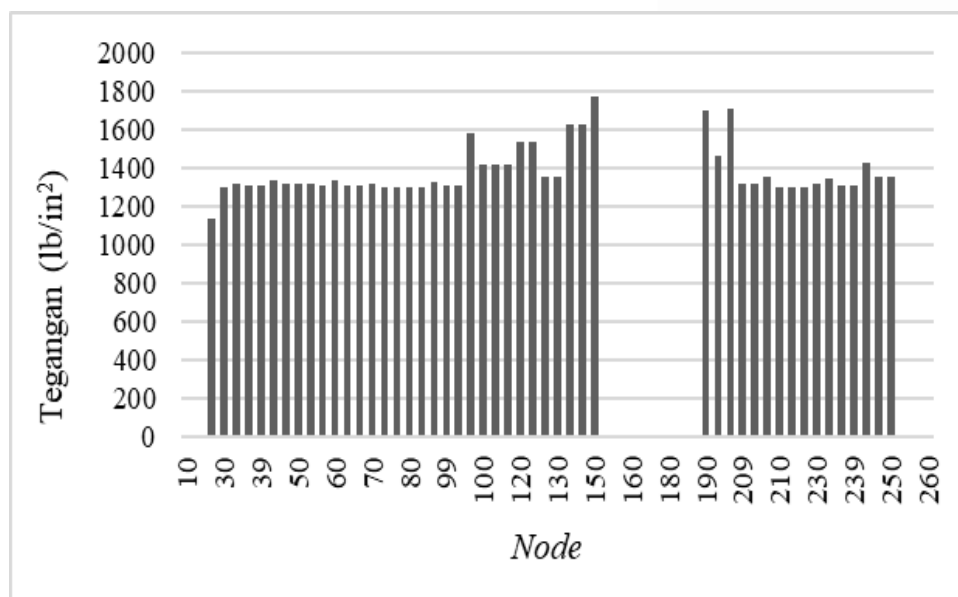
Grafik hubungan tegangan *sustain load* komputasi terhadap setiap *node* dalam pemodelan dapat dilihat pada grafik disajikan pada gambar 6.

Untuk hasil analisis dengan menggunakan *ASME B31.4*, diperoleh bahwa nilai tegangan terbesar untuk tekanan desain 174,045 psi terletak pada *node* 150, dengan nilai 2669,6531 lb/in². Besarnya nilai tegangan yang terjadi akibat *sustain load* diakibatkan oleh gaya aksial dan momen *bending* yang terjadi akibat tekanan desain.

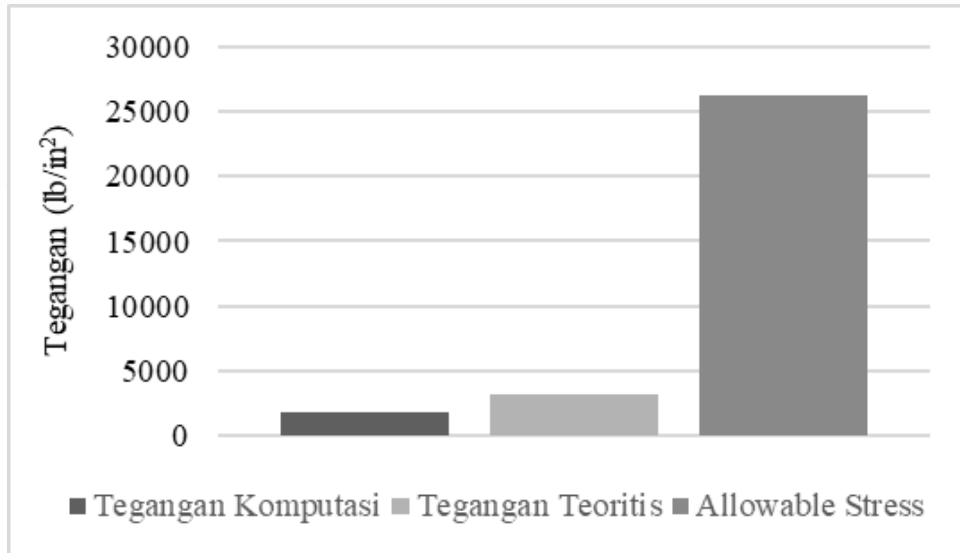
Grafik perbandingan nilai tegangan akibat *sustain load* komputasi dan teoritis terhadap *allowable stress* dapat dilihat pada gambar 7



Gambar 2. Posisi *Node* 150 pada Pemodelan



Gambar 3. Grafik Tegangan akibat *Hydrotest Load* Komputasi terhadap *Node*



Gambar 4. Grafik Tegangan akibat *Hydrotest Load* Komputasi dan Teoritis Terhadap *Allowable Stress*

LOAD CASE DEFINITION KEY

CASE 4 (SUS) W+P1

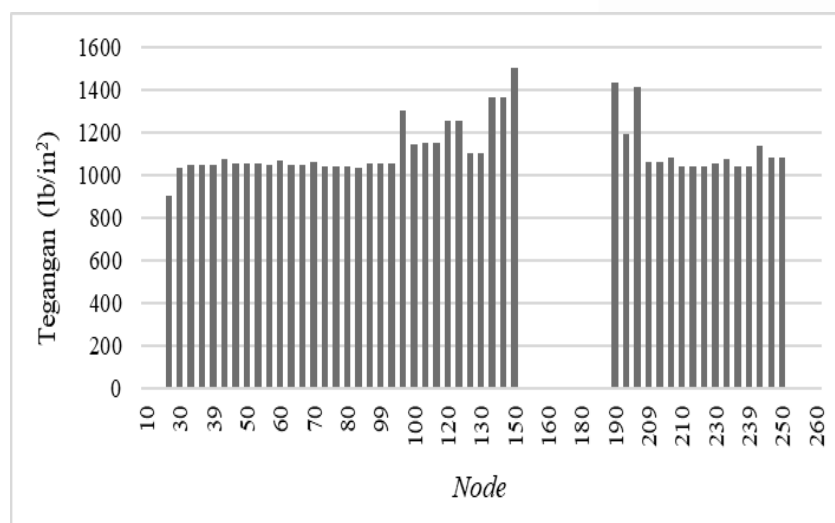
Piping Code: B31.4 = B31.4 -2006, October 20, 2006

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 4 (SUS) W+P1

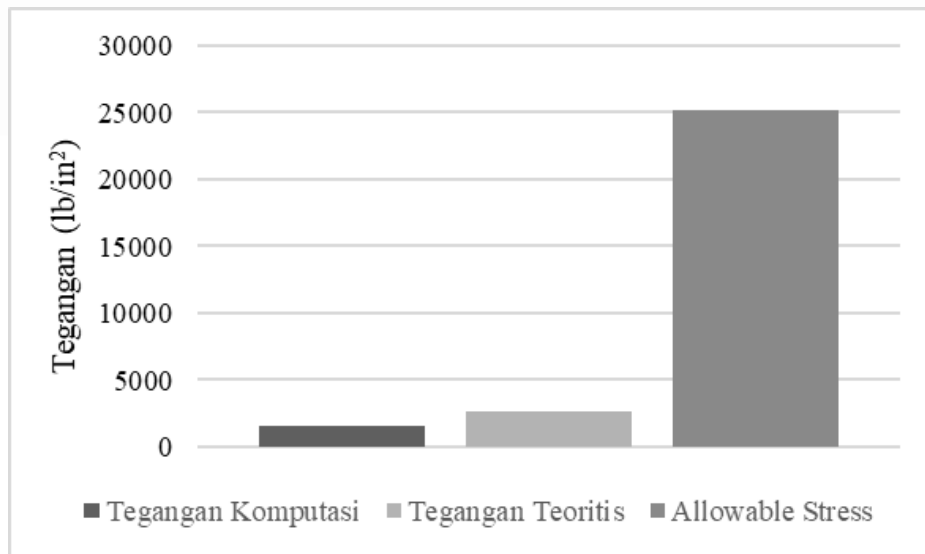
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 4 (SUS) W+P1

Ratio (%):	8.0	@Node	150
Code Stress:	1503.7	Allowable Stress:	18900.0
Axial Stress:	1042.0	@Node	239
Bending Stress:	467.9	@Node	150
Torsion Stress:	14.4	@Node	20
Hoop Stress:	2157.0	@Node	30
Max Stress Intensity:	2421.5	@Node	30

Gambar 5. Hasil Komputasi Tegangan Maksimum Akibat *Sustain Load*



Gambar 6. Grafik Tegangan akibat *Sustain Load* Komputasi terhadap *Node*



Gambar 7. Grafik Tegangan akibat *Sustain Load* Komputasi dan Teoritis Terhadap *Allowable Stress*

Tegangan akibat *expansion load*

Berdasarkan hasil analisis dengan menggunakan software *CaesarII*, diperoleh bahwa tegangan terbesar akibat *expansion load* terjadi pada *node 240*, yaitu 15196,2 lb/in².

Grafik hubungan tegangan *expansion load* komputasi terhadap setiap *node* dalam pemodelan dapat dilihat pada grafik disajikan pada gambar 10.

Untuk hasil analisis dengan menggunakan *ASME B31.4*, diperoleh bahwa nilai tegangan terbesar untuk temperatur desain 140°F terletak pada *node 240*, dengan nilai 12672,1892 lb/in².

Besarnya nilai tegangan yang terjadi akibat *expansion load* dipengaruhi oleh besarnya nilai momen *bending* dan momen torsi pada sistem perpipaan akibat pemuaian ataupun penyusutan (*thermal case*) yang diakibatkan oleh temperatur desain dan tidak dipengaruhi oleh tekanan desain, tekanan operasi, maupun tekanan *hydro-test*. Nilai *allowable stress* didapatkan dari hasil perhitungan menggunakan persamaan 5 dengan jumlah siklus (*N*) diasumsikan 10⁵.

Grafik perbandingan nilai tegangan akibat *expansion load* komputasi dan teoritis terhadap *allowable stress* dapat dilihat pada gambar 11.

```

LOAD CASE DEFINITION KEY
CASE 6 (EXP) L6=L2-L4

Piping Code: B31.4      = B31.4 -2006, October 20, 2006

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 6 (EXP) L6=L2-L4

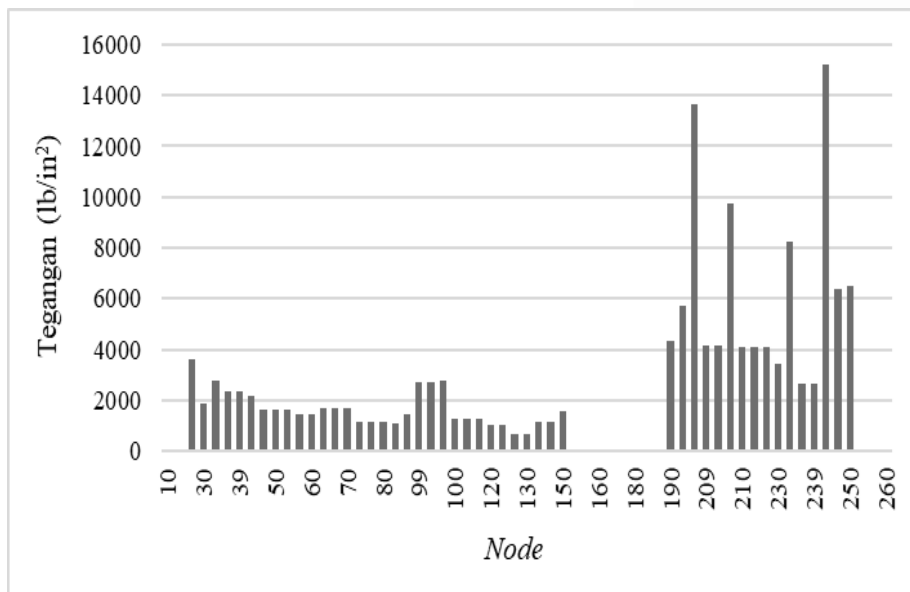
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 6 (EXP) L6=L2-L4
Ratio (%):                    52.8      @Node 240
Code Stress:                   15196.2   Allowable Stress: 28800.0
Axial Stress:                   1852.8   @Node 210
Bending Stress:                 15195.7   @Node 240
Torsion Stress:                 1591.6   @Node 20
Hoop Stress:                    0.0     @Node 20
Max Stress Intensity:          15410.1   @Node 240
    
```

Gambar 8. Hasil Komputasi Tegangan Maksimum akibat *Expansion Load*

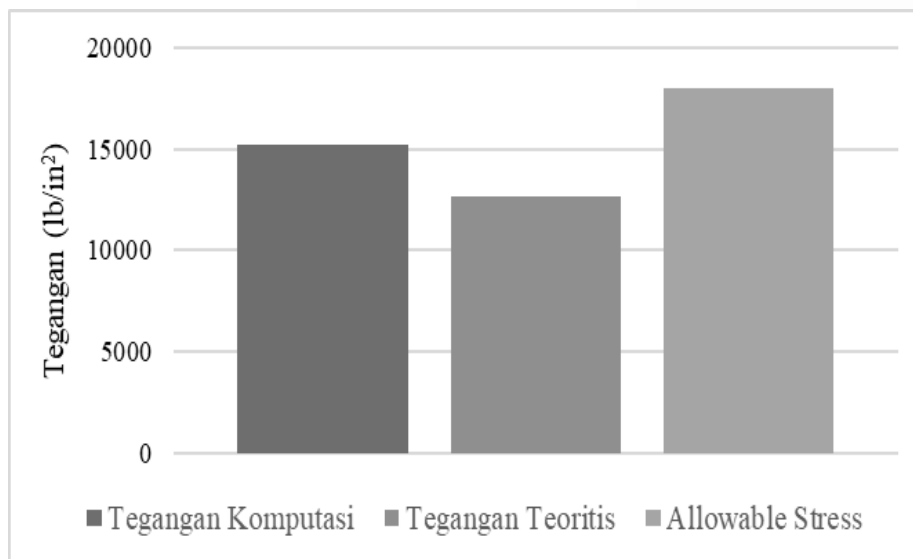
Posisi *node* 240 pada pemodelan, dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 9. Posisi *Node* 240 pada Pemodelan



Gambar 10. Grafik Tegangan akibat *Expansion Load* Komputasi terhadap *Node*



Gambar 11. Grafik Tegangan akibat *Expansion Load* Komputasi dan Teoritis Terhadap *Allowable Stress*

KESIMPULAN

Kesimpulan yang didapat dari penelitian ini yaitu:

1. Tegangan yang terjadi pada jalur perpipaan diakibatkan oleh *hydrotest load*, *sustain load*, dan *expansion load* dengan nilai :
 - a. Untuk tegangan terbesar akibat *hydrotest load* dan *sustain load*, masing-masing sebesar 3227,426 lb/in² dan 2669,6531 lb/in² pada *node* 150 dengan *allowable stress* 26250 lb/in².
 - b. Untuk tegangan terbesar akibat *expansion load* yaitu 15196,2 lb/in² pada *node* 240 dengan *allowable stress* 18000 lb/in².
2. Besar tegangan yang terjadi pada jalur perpipaan berdasarkan setiap *load case*, tidak ada yang melebihi batas tegangan yang diizinkan (*allowable stress*) baik secara metode komputasi maupun secara teoritis berdasarkan *ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*. Berdasarkan hal ini, maka jalur perpipaan dinyatakan aman.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kannappan, Sam. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., Tennessee: U.S.A.
- [2] Chuan, Liang., & Tsen Loong. (2009). *Pipe Stress Engineering*. Peng Engineering, Texas., U.S.A: ASME Press.
- [3] Nugroho, T. F., Wardhana, E. M., & Azmi, R. N. (2018). Stress Analysis of Land Subsidence Effect on Header Pipe 12 Inch in LPG Station Semarang. *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research*, 2(4).
- [4] Arditya, Reza Dikhi. *Modul Pipe Stress Analysis "CAESARII" Teori dan Tutorial*. Piping Drafting Oil & Gas Design Course.
- [5] American Society of Mechanical Engineer. (2016). *ASME B31.4, Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries, ASME code for Pressure Piping*. U.S.A: The American Society of Mechanical Engineer.
- [6] Raswari. (1986). *Teknologi dan Perencanaan Sistem Perpipaan*. Jakarta: Universitas Indonesia (UI-Press).
- [7] American Society of Mechanical Engineer. (2016). *ASME B31.3, Process Piping*. U.S.A: The American Society of Mechanical Engineer.