

## PERHITUNGAN TEGANGAN PIPA DARI DISCHARGE KOMPRESOR MENUJU AIR COOLER MENGGUNAKAN SOFTWARE CAESAR II 5.10 PADA PROYEK GAS LIFT COMPRESSOR STATION

Arief Maulana

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercubuana Jakarta  
Email: ariefmaulana01.am@gmail.com

**Abstrak** -- Gas lift merupakan suatu metode pengangkatan fluida dari lubang sumur yang mengandung minyak bumi dengan cara menginjeksikan gas bertekanan tinggi ke dalam kolom fluida. Gas bertekanan berasal dari sumur gas yang ditekan dengan menggunakan kompresor dan terhubung dengan peralatan lain seperti bejana bertekanan dan air cooler yang dihubungkan dengan rangkaian sistem perpipaan. Peningkatan tekanan dan temperatur pada discharge kompresor menyebabkan terjadinya tegangan sepanjang pipa sistem perpipaan tersebut sehingga perlu dilakukan perhitungan tegangan agar sistem perpipaan aman pada saat beroperasi. Hasil yang diharapkan dari perhitungan ini adalah tercapainya desain sistem perpipaan yang aman dengan penyangga pipa yang mampu menahan beban pipa serta tegangan pipa. Perhitungan ini dilakukan dengan menghitung tegangan sustain dan ekspansi termal menggunakan program CAESAR II.5.10 maupun perhitungan manual dengan mengacu pada ASME B31.3 sebagai nilai batasan tegangan izin, dengan jalur pipa yang dihitung adalah dari discharge nozzle kompresor menuju inlet nozzle air cooler pada proyek gas lift compressor station yang berada di Azerbaijan, Asia Tengah. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa nilai tegangan sustain tertinggi menggunakan program CAESAR II.5.10 sebesar  $47746,6 \text{ kN/m}^2$  dengan batas tegangan izin sebesar  $137895,14 \text{ kN/m}^2$ , sedangkan untuk nilai tegangan akibat beban ekspansi terbesar dari hasil CAESAR II.5.10 adalah  $23428,73 \text{ kN/m}^2$  dengan batas tegangan izin  $206842,71 \text{ kN/m}^2$ .

Kata Kunci: Tegangan Pipa, Air Cooler, Kompresor, Penyangga Pipa, Software CAESAR II.5.10.

**Abstract** -- Gas lift is a method of fluid removal from the wellbore containing crude oil by injecting of high pressure into the well column. The pressurized gas suppressed by compressors with connected to other equipment such as pressure vessels and air cooler are connected by piping systems. Increasing of the pressure and temperature in piping system of discharge compressor causing stresses across in piping system, so that the piping stress calculation needed to be done in order to safe piping system. The expected result of this calculation is to achieve of a safe and good design of piping system with safe pipe support installation that can support the weight and stresses of pipe stress. This calculation is performed by calculating the stress due to sustain load and stress due to thermal expansion using CAESAR II.5.10 and manual calculation method with reference to ASME B31.3 code as the stresses limit permits, with a line pipe calculated is from discharge nozzle of compressor into air cooler nozzle at gas lift compressor station project has located in Azerbaijan, Central Asia. The calculation shown the highest stress due to sustain load using CAESAR Program at  $47746,6 \text{ kN/m}^2$  with allowable stress limit is  $137895,14 \text{ kN/m}^2$  and the highest stress due to thermal expansion is  $23428,73 \text{ kN/m}^2$  with allowable stress limit is  $206824,71 \text{ kN/m}^2$ .

**Keywords:** Pipe Stress, Air Cooler, Compressor, Pipe Supports, Software CAESAR II.5.10.

### 1. PENDAHULUAN

Sumur-sumur minyak yang laju produksinya sudah rendah atau bahkan sudah tidak mampu mengalirkan minyak ke permukaan dapat ditingkatkan/ dihidupkan kembali dengan menggunakan pompa atau gas. Gas lift merupakan proses atau metode pengangkatan fluida dari lubang sumur dengan cara menginjeksikan gas yang relatif bertekanan tinggi ke dalam kolom fluida. Secara garis besar komponen utama dari suatu sistem gas lift dapat

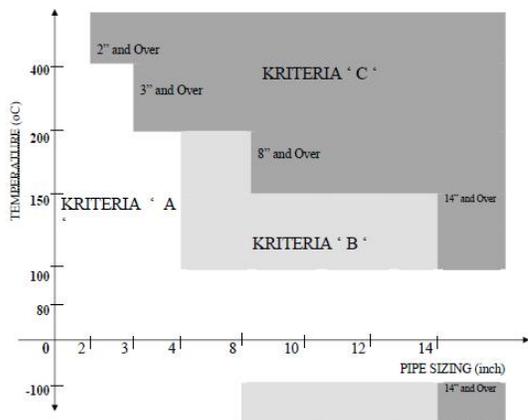
dikelompokkan ke dalam peralatan permukaan dan peralatan dalam sumur. Peralatan permukaan meliputi sumber gas tekanan tinggi yang berasal dari sumur gas ataupun kompresor, pipa saluran gas injeksi, dan alat pengukur laju aliran gas injeksi. Sedangkan peralatan dalam sumur meliputi satu atau beberapa gas lift mandel (GLM) dan katup gas lift yang dipasang di dalam mandel. Untuk menghantarkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya dibutuhkan pipa sebagai sarana transportasi dan distribusi fluida, semua pipa tersebut perlu dilakukan perencanaan jalur yang

baik tentunya dengan pertimbangan-pertimbangan lain sesuai dengan kaidah sistem perpipaan yang diatur oleh kode tertentu agar memperoleh keamanan pada saat proyek tersebut berjalan untuk beberapa tahun kedepan. Atas dasar pemikiran tersebut maka penulis akan melakukan perhitungan tegangan pipa yang dimulai dari *discharge* kompresor menuju *air cooler* dimana pada *discharge* kompresor terjadi peningkatan tekanan dan temperatur yang mengakibatkan terjadinya tegangan sepanjang sistem perpipaan tersebut.

### 1.1 Tegangan Pipa

Perhitungan tegangan pipa merupakan salah satu bagian dari proses perancangan sistem pemipaan yang berkaitan erat dengan perencanaan tata letak pipa dan perencanaan sistem spesifikasi pipa, serta perencanaan tumpuan / penyangga pipa (*pipe support*).

Perhitungan tegangan pipa merupakan teknik yang diperlukan oleh enjineer untuk mendesain sistem perpipaan tanpa tegangan berlebih dan beban berlebih pada komponen pipa dan peralatan yang terhubung oleh pipa. Dalam melakukan perancangan sistem perpipaan, tidak semua sistem perpipaan perlu dilakukan perhitungan tegangan pipa ataupun perhitungan fleksibilitas pipa, hanya sistem perpipaan yang dinyatakan dalam kondisi kritis saja yang perlu dilakukan perhitungan tegangan pada pipa. Penentuan kondisi tersebut didasarkan pada diameter pipa yang digunakan dalam desain sistem perpipaan, serta temperatur yang beroperasi pada sistem tersebut.



Gambar 1. Pemilihan Kriteria Kondisi Kritis Pada Sistem Perpipaan yang Dihubungkan Dengan *Nozzle Static Equipment*

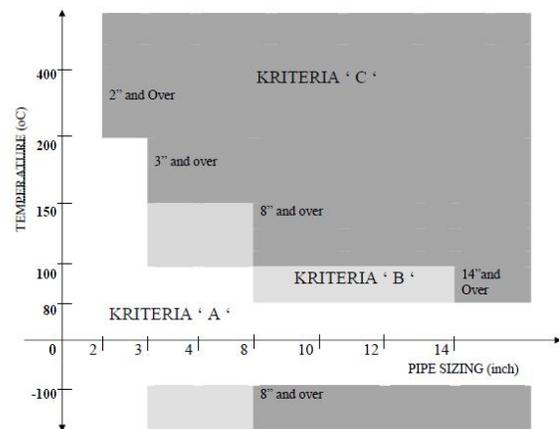
Terdapat 2 kategori sistem perpipaan yang dinyatakan berada pada kondisi kritis yang perlu dilakukan perhitungan tegangan yakni:

- **Kategori 1**

Sistem perpipaan yang dihubungkan dengan *nozzle* dari peralatan statis (*static equipment*) seperti bejana bertekanan dan tanki-tanki penyimpanan.

- **Kategori 2**

Sistem perpipaan yang dihubungkan dengan *nozzle* peralatan yang memiliki rotor bergerak (*rotating equipment*) berputar seperti pompa, kompresor, turbin, *air cooler*, dll).

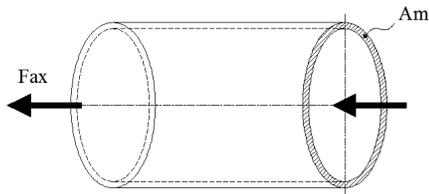


Gambar 2. Pemilihan Kriteria Kondisi Kritis Pada Sistem Perpipaan yang Dihubungkan Dengan *Nozzle Rotating Equipmen*

Untuk kategori 1, seluruh sistem perpipaan yang tidak termasuk dalam kriteria "C", tidak perlu dilakukan perhitungan tegangan pipa secara intensif, hanya perlu dilakukan koreksi penempatan penyangga pipa dengan standar *pipe span* yang sudah ada. Sedangkan pada kategori 2, sistem perpipaan yang berada pada kriteria "A" tidak perlu dilakukan analisis tegangan, pada kriteria "B" diperlukan koreksi metode analisis fleksibilitas sederhana, sedangkan pada kriteria "C", diperlukan perhitungan tegangan pipa secara mendetil baik menggunakan *software* komputer atau perhitungan matematis dengan teori-teori yang berkaitan.

**1.2 Tegangan longitudinal pipa**

**a) Tegangan Aksial**



Gambar 3. Gaya Aksial Pada Pipa

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m}$$

$$F_{ax} = P \cdot A$$

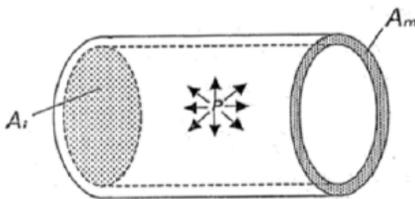
$$A_m = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$

Dimana:

- $P$  = Tekanan fluida dalam pipa (N/m<sup>2</sup>)
- $F_{ax}$  = Gaya aksial (N)
- $A$  = Luas diameter dalam pipa (m<sup>2</sup>)
- $A_m$  = Luas permukaan pipa (m<sup>2</sup>)
- $d_o$  = diameter luar pipa (m)
- $d_i$  = diameter dalam pipa (m)

**b) Tegangan Akibat Tekanan Dalam Pipa (Internal Pressure)**

Jika fluida yang mengalir melewati pipa, maka praktis akan memberikan tekanan terhadap dinding pipa baik searah dengan panjang pipa maupun merata pada dinding pipa, hal tersebut akan memberikan tegangan internal pada pipa ( $\sigma_{IP}$ ).



Gambar 4. Tekanan Dalam Pipa Ke Segala Arah

$$\sigma_{ip} = \frac{P \cdot d_o}{4t}$$

Dimana:

- $P$  = tekanan fluida dalam pipa (N/m<sup>2</sup>)
- $A_i$  = luas permukaan dalam pipa (m<sup>2</sup>)
- $t$  = ketebalan dinding pipa (m)

**c) Tegangan Akibat Momen Tekuk (Bending Stress)**

Momen bending menghasilkan distribusi tegangan yang linear dengan tegangan terbesar

berada pada bagian terluar permukaan yang terjauh dari sumbu aksis bending.

$$S_b = \frac{M}{I_P} \cdot y = \frac{M}{I_P/y} = \frac{M}{Z}$$

Dimana:

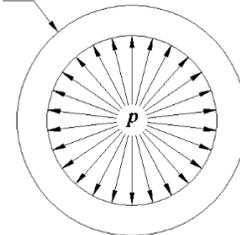
- $S_b$  = tegangan tekuk (kN/m<sup>2</sup>)
- $M$  = bending momen (Nm)
- $I_p$  = momen inersia penampang pipa (m<sup>4</sup>)
- $R$  = radius lengkungan pusat bending pipa (m)
- $E$  = modulus Elastisitas (N/m<sup>2</sup>)
- $y$  = radius pipa dari pusat netral ke titik yang diperhatikan (m)
- $Z$  = modulus *cross section* pipa ( $I / y$ )

**1.3 Tegangan Radial**

Tegangan radial adalah tegangan yang bekerja pada dalam arah radial pipa atau jari-jari pipa. Besar tegangan ini bervariasi dari permukaan dalam pipa ke permukaan luarnya dan dapat dinyatakan dengan persamaan tegangan tangensial. Dimana pada permukaan dalam pipa, besarnya sama dengan tekanan dalam atau tekanan yang disebabkan oleh fluida yang ada dalam pipa dan permukaan luar pipa besarnya sama dengan tekanan atmosfer. Tegangan ini berupa tegangan kompresi (negatif), dan jika ditekan dari dalam pipa akibat tekanan dalam (*internal pressure*) dan berupa tegangan Tarik (positif) jika didalamnya pipa terjadi tekanan hampa (*vacuum pressure*).

$$\sigma_r = -p_{ATM} = 0$$

$$\sigma_r = -p$$



Gambar 5. Tekanan Radial Pada Pipa

$$\sigma_r = \frac{P(r_i^2 - \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2})}{(r_o^2 - r_i^2)}$$

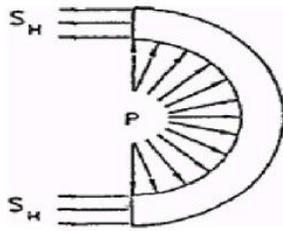
Dimana:

- $r_o$  = Radius luar pipa (m)
- $r_i$  = Radius dalam pipa (m)
- $P$  = Tekanan fluida dalam pipa (N/m<sup>2</sup>)
- $R$  = Radius pipa yang diperhatikan (m)

Karena jika  $r = r_o$  maka  $\sigma_r = 0$  dan jika  $r = r_i$  maka  $\sigma_r = -p$ . yang artinya tegangan ini bernilai 0 pada titik dimana tegangan lendutan maksimum, oleh karena itu tegangan ini seringkali diabaikan.

### 1.4 Tegangan Sirkumferensial (*Hoop Stress*)

Tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa dimana tekanan ini bersumber dari fluida dan nilainya selalu positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua. Tekanan dalam ini bekerja kearah tangensial dan besarnya bervariasi terhadap tebal dinding dari pipa, nilai tekanan yang diberikan kepada dinding pipa atau nilai tekanan yang dialami dinding pipa sama dengan tekanan yang diberikan oleh fluida.



Gambar 6. Tegangan Sirkumferensial (*Hoop Stress*)

$$\sigma_H = \frac{P r_o}{2t}$$

Dimana:

- $r_o$  = radius luar pipa (m)
- $r_i$  = radius dalam pipa (m)
- $P$  = tekanan fluida dalam pipa (N/m<sup>2</sup>)
- $R$  = radius pipa yang diperhatikan pipa (m)

### 1.5 Tegangan Berdasarkan Kode Desain

Dalam analisis sistem pemipaan ini, penulis mengacu kepada standar ASME B31.3 yang diperuntukan untuk pengolahan bahan kimia dan *petroleum*. Dimana pada standar tersebut terdapat 3 (tiga) persamaan tegangan yang menjadi fokus perhatian dalam melakukan analisis tegangan pipa, tegangan tersebut antara lain:

- a) Tegangan karena beban tetap (*Sustain load*).
- b) Tegangan karena beban okasional (*Occasional load*)
- c) Tegangan karena beban ekspansi termal (*Thermal Expansion load*)

#### a) Tegangan Karena Beban Tetap (*Sustain Load*)

Tegangan yang terjadi pada beban sustain merupakan jumlah dari tegangan longitudinal ( $\sigma_l$ ) akibat efek tekanan, berat, dan beban sustain yang lain, dengan tidak melebihi batasan tegangan dasar yang diizinkan ( $S_h$ ) yang didasarkan pada standar ASME B31.3 edisi 2014.

Adapun persamaan tegangan akibat *sustain load* antara lain:

$$S_t = \sqrt{(|\sigma_{ax}| + S_b)^2 + (2St)^2} \leq S_h$$

$$\sigma_{ax} = \frac{I_a F_{ax}}{A_m}$$

$$S_t = \frac{I_i M_t}{2Z}$$

Dimana:

$S_t$  = Tegangan akibat beban tetap (*sustain load*) (kN/m<sup>2</sup>).

$S_b$  = Tegangan tekuk (kN/m<sup>2</sup>).

$S_{ip}$  = Tegangan yang disebabkan tekanan dalam pipa (kN/m<sup>2</sup>).

$S_h$  = Tegangan dasar yang diizinkan material, berdasarkan ASME B31.3.

$i_i, i_o$  = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *in-plane* dan *out-plane*.

$M_i$  = momen lendutan dalam bidang (*in-plane*) karena beban tetap (Nm).

$M_o$  = momen lendutan luar bidang (*out-plane*) karena beban tetap (Nm).

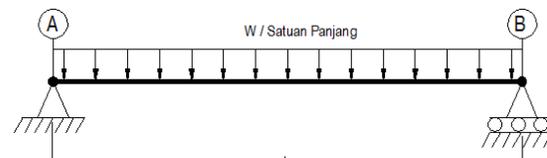
$Z$  = *effective modulus section*

$F_{ax}$  = Gaya aksial yang disebabkan oleh tekanan pipa (kN).

$I_a$  = *Sustain load* faktor (1,00).

$A_m$  = Luas penampang pipa (m<sup>2</sup>).

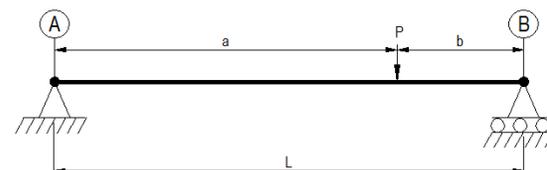
Untuk mendapatkan momen dan reaksi yang terjadi pada penyangga, dapat menggunakan persamaan kesetimbangan gaya yang umum digunakan atau teori batang sederhana. Atau dapat menggunakan rumus cepat seperti dibawah ini.



Gambar 7. Model Tumpuan Sederhana Dengan Beban Merata

$$M_{Max} = \frac{W.L^2}{8}$$

Untuk model tumpuan sederhana dengan pembebanan menumpu pada titik tengah adalah



Gambar 8. Model Tumpuan Sederhana Dengan Beban Terpusat Tidak Ditengah

$$M_{Max} = \frac{P.a.b}{L}$$

**b) Tegangan Karena Beban Occasional**

Beban okasional adalah beban yang bekerja secara berubah-ubah menurut fungsi waktu<sup>5</sup>. Suatu sistem perpipaan yang terletak di *outdoor* haruslah mampu menahan beban dinamis, seperti beban terpaan angin maksimum, gempa bumi (*seismic*) dan beban transient karena perubahan tekanan. Karena beban ini terjadi dengan siklus waktu yang singkat, kegagalan beban ini tidak akan mengakibatkan kegagalan karena rangkak (*creep*), sehingga tegangan yang terjadi diperbolehkan melebihi tegangan akibat beban primer yang tetap (*sustained load*). Keringanan ini berbeda antara kode pipa, yaitu 33% pada ANSI / ASME B31.3 dan 15% - 20% untuk ASME B31.3. Tegangan akibat beban okasional dikombinasikan dengan beban tetap seperti persamaan berikut:

$$S_l + S_{occ} \leq 1.33S_h$$

Dimana:

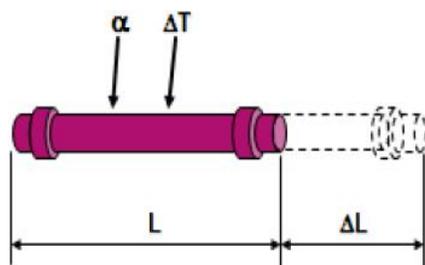
$S_l$  = Tegangan Sustain (N/m<sup>2</sup>).

$S_{occ}$  = Tegangan Occasional (N/m<sup>2</sup>).

$S_h$  = Tegangan dasar yang diizinkan material, berdasarkan ASME B.31.3.

**c) Tegangan Akibat Beban Ekspansi Termal (Expansion Load)**

*Expansion load* adalah tegangan yang terjadi akibat adanya perubahan temperatur, jika temperatur naik maka mengakibatkan pemuaian, sedangkan jika temperatur menurun maka akan mengakibatkan penyusutan pada pipa. Pemuaian dan penyusutan akan mengakibatkan kegagalan dan kebocoran pada sambungan, misalnya sambungan pada kompresor, pompa, bejana bertekanan, serta peralatan lainnya.



Gambar 9. Pemuaian akibat Temperatur

$$\Delta l = \alpha.L. \Delta T$$

$$S_e = \alpha.L.E$$

Dimana:

$S_e$  = Tegangan ekspansi akibat ekspansi thermal atau pergerakan anchor (kN/m<sup>2</sup>)

$\alpha$  = Koefisien ekspansi linear material akibat beda temperature tertentu

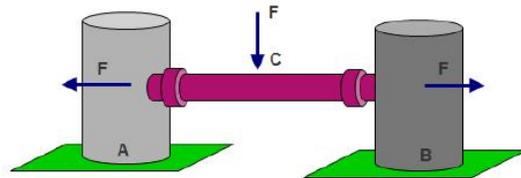
$$= \alpha_m. \Delta T$$

$\Delta T$  = Perubahan temperatur pada sistem (°C)

$L$  = Panjang Pipa

$\Delta L$  = Perubahan Panjang Pipa

Jika perubahan panjang  $\Delta L$  ini tertahan oleh suatu sebab tertentu seperti *anchor-anchor* seperti pada gambar 2.17, maka akan terjadi gaya aksial yang diakibatkan oleh tekanan akibat pemuaian pipa.



Gambar 10. Gaya Aksial Akibat Ekspansi

$$P = E.A. \Delta L/L = E.A.\alpha$$

$$F_{ax} = P.A$$

Dimana:

$P$  = Tekanan akibat perubahan panjang pipa (kN/m<sup>2</sup>)

$F_{ax}$  = Gaya Aksial akibat perubahan panjang (kN)

$E$  = Modulus Elastisitas bahan

$A$  = Luas Permukaan Pipa (m<sup>2</sup>)

Pada ASME B31.3 edisi 2014 yang dievaluasi pada beban ekspansi adalah tegangan aksial akibat pertambahan panjang, akibat momen lentur dan tegangan geser akibat momen torsi, dari persamaan tegangan geser maksimum dapat diperoleh persamaan:

$$S_e = \sqrt{(|\sigma_{ax}| + S_b)^2 + (2St)^2} \leq S_a$$

Adapun batasan tegangan maksimum yang diizinkan karena beban ekspansi adalah sebagai berikut:

$$S_a = f(1.25S_c + 0.25S_h)$$

Dimana:

$S_b$  = Resultan tegangan tegangan tekuk ( $\text{kN/m}^2$ ).

$S_e$  = Tegangan ekspansi akibat ekspansi thermal atau pergerakan anchor ( $\text{N/m}^2$ )

$\sigma_{ax}$  = Tegangan aksial akibat pertambahan panjang =  $F_{ax} / A_m$  ( $\text{kN/m}^2$ ).

$S_c$  = *Basic material allowable stress* pada temperatur minimum dari tabel tegangan izin ( $\text{kN/m}^2$ ).

$S_h$  = *Basic material allowable stress* pada temperatur maximum dari tabel tegangan izin ( $\text{kN/m}^2$ ).

$S_t$  =  $M_t / 2Z$  = tegangan puntir ( $\text{N/m}^2$ ).

$M_t$  = Momen puntir (Nm)

$A_m$  = Luas Penampang pipa ( $\text{m}^2$ )

$f$  = faktor siklus yang dialami oleh pipa tersebut.

### 1.6 Flexibilitas Pipa

ASME B31.3 memberikan sebuah rumus sederhana yang dapat digunakan sebagai dasar apakah sebuah kalkulasi formal dari tegangan akibat ekspansi termal pada sistem perpipaan diperlukan atau tidak. Bila ternyata dari hasil perhitungan didapat  $> K_1$ , maka analisis formal diperlukan, namun bila hasil perhitungan menyatakan  $\leq K_1$ , maka tidak diperlukan analisis formal, dan perhitungan tegangan tetap dilakukan namun tidak mendetail.

$$\frac{d_o \Delta l}{(L-U)^2} \leq K_1$$

Dimana:

$d_o$  = Diameter luar pipa (m)

$\Delta l$  = Pemuaian yang harus diserap pipa (mm)

$L$  = Panjang semua pipa antara dua ankor (m)

$U$  = Jarak langsung antar dua ankor (m)

$K_1$  = 208.3

### 1.7 Ketebalan Dinding Pipa Minimum

Penentuan ketebalan dinding pipa sangatlah penting, sebab suatu pipa haruslah mampu menahan tekanan fluida yang bekerja dalam sistem perpipaan tersebut, untuk penentuan ketebalan dinding pipa pada proyek *Gas Lift Compressor Station* digunakan kode standar ASME B31.3 antara lain:

$$t = \frac{PD}{2(SEW + PY)}$$

$$t_m = t + c$$

Dimana:

$c$  = Jumlah dari batas dari perlakuan mesin (proses bubut, milling, dsb) adalah 0,5mm

$D$  = Diameter luar dari pipa (mm)

$d$  = Diameter dalam pipa (mm)

$E$  = Faktor kualitas.

$P$  = Desain tekanan (Mpa)

$S$  = Nilai tegangan yang diizinkan pada material (tabel xx.)

$t_m$  = Ketebalan minimum yang diperlukan

$t$  = Ketebalan dinding pipa dari hasil perhitungan tekanan operasi.

$W$  = Faktor reduksi kekuatan sambungan pengelasan

$Y$  = Koefisien dari tabel 1, (untuk  $t < D/6$ ), sedangkan untuk  $t \geq D/6$  lihat perhitungan dibawah ini

$$Y = \frac{d+2c}{D+d+2c}$$

### 1.8 Jarak Penyangga Pipa (*Pipe Support Span*)

Jarak peletakan penyangga pipa sangat berpengaruh terhadap stabilitas sistem perpipaan, oleh karena itu perlu dipertimbangkan jarak antar masing-masing penyangga secara optimal.

$$L = \sqrt{\frac{0.4 Z \cdot S_h}{W}}$$

Dimana:

$L$  = panjang span maksimum (m).

$Z$  = modulus penampang (*modulus section*).

$S_h$  = tegangan dasar yang diizinkan material, berdasarkan ASME B.31.3.

$W$  = bobot total pipa (kg/m)

### 1.9 Software CAESAR II 5.10

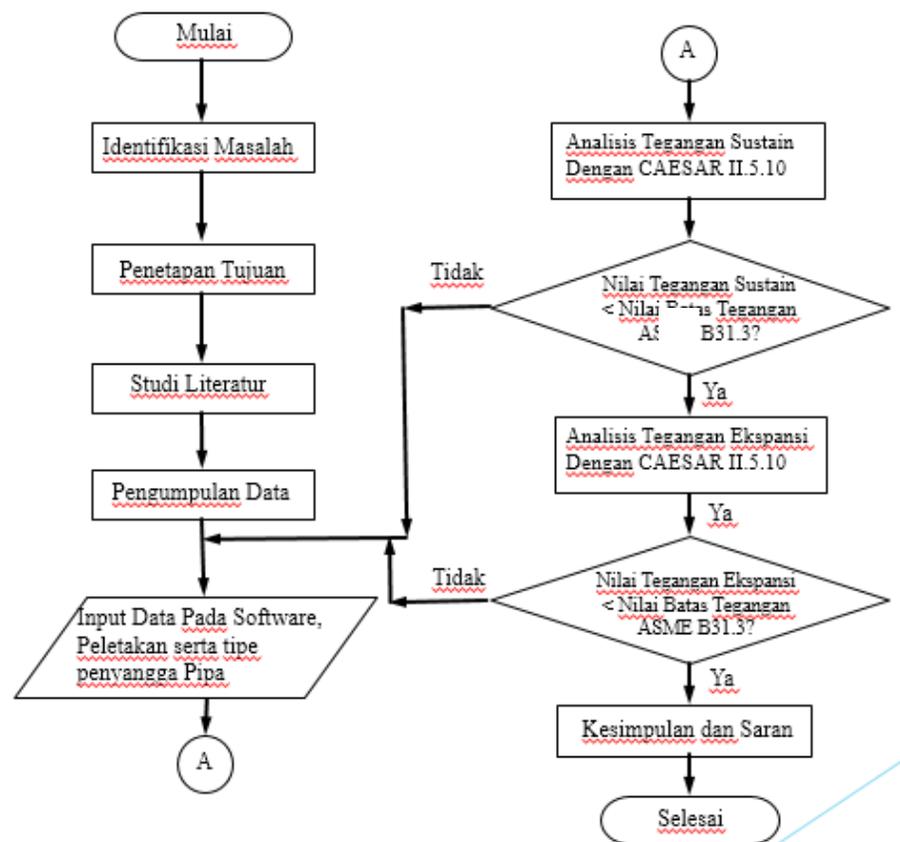
CAESAR II.5.10 merupakan salah satu program versi lanjutan dari program CAESAR II dengan basis *finite element* yang mampu melakukan analisis tegangan baik pada sistem perpipaan ataupun struktur kerangka suatu bangunan. Namun program ini lebih terkenal digunakan untuk menganalisis tegangan sistem perpipaan yang berorientasi berdasarkan berat, tekanan, temperatur, gaya, momen, seismic, angin serta beban dinamik yang dianalisis. CAESAR II diperkenalkan tahun 1984 yang dibuat oleh perusahaan perangkat lunak bernama COADE

Inc. Dengan menggunakan program CAESAR II maka akan didapatkan hasil perhitungan dalam analisis dengan tingkat akurasi yang tinggi dan mempersingkat waktu dalam melakukan pemecahan kasus bagi seorang *engineer* dalam merancang sistem perpipaan. CAESAR II juga menyediakan standar-standar Internasional seperti ASME, NEMA, API, dsb. Untuk melakukan pendekatan terkait sifat-sifat fisis material dan

juga mengatur batasan-batasan demi sebuah keamanan desain. Dari sana lah kita dapat mengetahui bahwa apakah desain jalur pipa mengalami kegagalan dan dievaluasi atau dapat dinyatakan aman untuk kondisi operasi nantinya.

## 2. METODOLOGI

Sistematika dalam penelitian ini digambarkan dalam diagram alir berikut:



Gambar 11. Diagram Alir Penelitian

### 2.1 Teknik Pengumpulan Data

Teknik yang dilakukan untuk melakukan penelitian ini adalah:

#### a) Penelitian Kepustakaan

Mempelajari buku-buku yang berkaitan dengan tegangan pipa dan menjadikan dasar teori pendukung dalam melakukan penelitian ini.

#### b) Diskusi

Metode ini dimaksudkan untuk mengarahkan dalam menyelesaikan laporan dan memberikan masukan dalam menentukan langkah-langkah untuk melakukan analisis. Metode ini dilakukan bersama pembimbing, serta rekan-rekan yang

terlibat pada proyek *gas lift compressor station* ini, sehingga diperoleh data-data yang valid untuk mendapatkan hasil perhitungan tegangan pipa yang baik.

## 3. PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Data – Data yang Diperoleh

Material Pipa: Carbon Steel, API 5L Gr.B (*Seamless*)

Kelas Flange: ASTM 900 # & 1500 # RTJ (*Ring Type Joint*)

Diameter Luar (D): 168,3 mm (6 inch)

Batas Korosi yang Diizinkan: 3,0 mm

- Massa Jenis Pipa : 7833,4 kg/m<sup>3</sup>
- Desain Temperatur Sistem: 175°C
- Temperatur Operasi : 146,6°C
- Temperatur ambient : 25°C
- Desain Tekanan : 13600 kN/m<sup>2</sup> (13,6 Mpa)
- Tekanan Operasi : 12500 kN/m<sup>2</sup> (12,5 Mpa)
- Massa Jenis Fluida : 71,55 kg/m<sup>3</sup>
- Insulasi Pipa : Ketebalan 15mm  
(*mineral wool*)
- Massa Jenis Insulasi : 60 kg/ m<sup>3</sup>
- Tegangan Izin material  
Pada T<sub>desain</sub> = 175°C : 137895,14 kN/ m<sup>2</sup>  
(137,89 Mpa)
- Faktor Kualitas (E<sub>c</sub>) : 1
- Kode Standar Desain : ASME B31.3

**3.2 Perhitungan Ketebalan Dinding Pipa**

Dengan mengacu kepada tabel 1 dibawah ini, untuk nilai Y.

Tabel 1. Faktor Koefisien untuk t < D/6

Materials	Temperature, °C (°F)					
	≤ 482 (900 & Lower)	510 (950)	538 (1,000)	566 (1,050)	593 (1,100)	≥ 621 (1,150 & Up)
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Other ductile metals	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cast iron	0.0	...	...	...	...	...

Untuk nilai W, dapat dilihat pada tabel 2 berikut:

Tabel 2. Faktor Reduksi Kekuatan Sambungan Lasan

Steel Group	427 (800)	454 (850)	482 (900)	510 (950)	538 (1,000)	566 (1,050)
CrMo [Notes (1)–(3)]	1	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77
CSEF (N + T) [Notes (3)–(5)]	...	...	...	1	0.95	0.91
CSEF [Notes (3) and (4)] (Subcritical PWHT)	...	...	1	0.5	0.5	0.5
Autogenous welds in austenitic stainless grade 3xx, and N088xx and N066xx nickel alloys [Note (6)]	...	...	...	1	1	1
Austenitic stainless grade 3xx and N088xx nickel alloys [Notes (7) and (8)]	...	...	...	1	0.95	0.91
Other materials [Note (9)]	...	...	...	...	...	...

Jadi nilai ketebalan dinding pipa yang diperlukan adalah

$$t_m = \frac{PD}{2(SEW+PY)} + C$$

$$= \frac{13,6 \frac{N}{mm^2} \times 168,3mm}{2(137,89 \times 1 \times 1 + 13,6 \times 0,4)} + 3,0 \text{ mm}$$

$$= 10,98 \text{ mm.}$$

Untuk ketebalan dinding pipa yang tersedia di pasaran adalah sch.120 dengan ketebalan 14,27mm.

**3.3 Menghitung Bobot Total Pipa**

**a) Bobot pipa / satuan panjang (W<sub>p</sub>)**

$$W_p = \rho_{pipa} \times A_{pipa}$$

$$= 7833,4 \text{ kg/m}^3 \times 0,0069 \text{ m}^2$$

**b) Bobot fluida / satuan panjang (W<sub>f</sub>)**

$$W_f = \rho_{fluida} \times A_{pipa}$$

$$= 71,554 \text{ kg/m}^3 \times 0,0153 \text{ m}^2$$

$$= 1,097 \text{ kg/m}$$

**c) Bobot insulasi / satuan panjang (W<sub>in</sub>)**

$$W_{in} = \rho_{insulasi} \times A_{pipa}$$

$$= 60 \text{ kg/m}^3 \times 0,0086 \text{ m}^2$$

$$= 0,516 \text{ kg/m}$$

**d) Bobot total (W)**

$$W = (W_p + W_f + W_{in}) \times g$$

$$= (54,05 + 1,097 + 0,516) \text{ kg/m} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 546,05 \text{ N/m}$$

**3.4 Menghitung Modulus Penampang Pipa (Z)**

$$Z = \frac{I}{r_o}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$$

$$= \frac{\pi}{64} [(0,1683m)^4 - (0,1397m)^4]$$

$$= 2,06 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$Z = 2,06 \times 10^{-5} \text{ m}^4 / 0,084m$$

$$Z = 2,452 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

**3.5 Menghitung Panjang Maksimum Penyangga Pipa**

$$L = \sqrt{\frac{0,4 \cdot Z \cdot Sh}{W}}$$

$$= \sqrt{\frac{0,4 \times 0,0002452 \text{ m}^3 \times 1.37895143,7 \text{ N/m}^2}{546,05 \text{ N/m}}}$$

= 4,97 m

**3.6 Menghitung Nilai Tegangan Longitudinal Pipa**

**a) Tegangan Aksial ( $\sigma_{ax}$ )**

$$F_{ax} = P.A$$

$$= 13600 \text{ kN/m}^2 \times 0,0153\text{m}^2$$

$$= 208,08 \text{ Kn}$$

$$Am = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$

$$= \frac{\pi}{4} (0,1683^2 - 0,1397^2)$$

$$= 0,00691 \text{ m}^2 = 54,05 \text{ kg/m}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{Am} = \frac{208,08 \text{ kN}}{0,00691 \text{ m}^2} = 30112,87 \text{ kN/m}^2$$

**b) Tegangan Akibat Tekanan Dalam Pipa ( $\sigma_{ip}$ )**

$$\sigma_{ip} = \frac{P.d_o}{4t}$$

$$= \frac{13600\text{kN/m}^2 \times 0,1683\text{m}}{4(0,01427\text{m})}$$

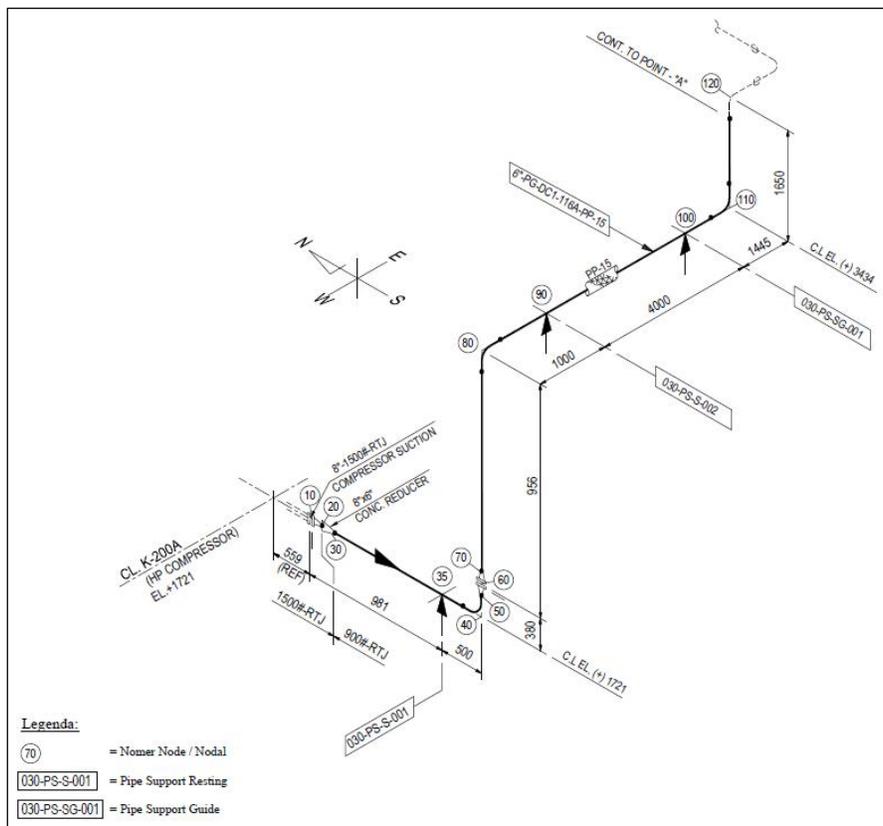
$$= 40099 \text{ kN/m}^2$$

**c) Tegangan Sirkumferensial (Hoop Stress)**

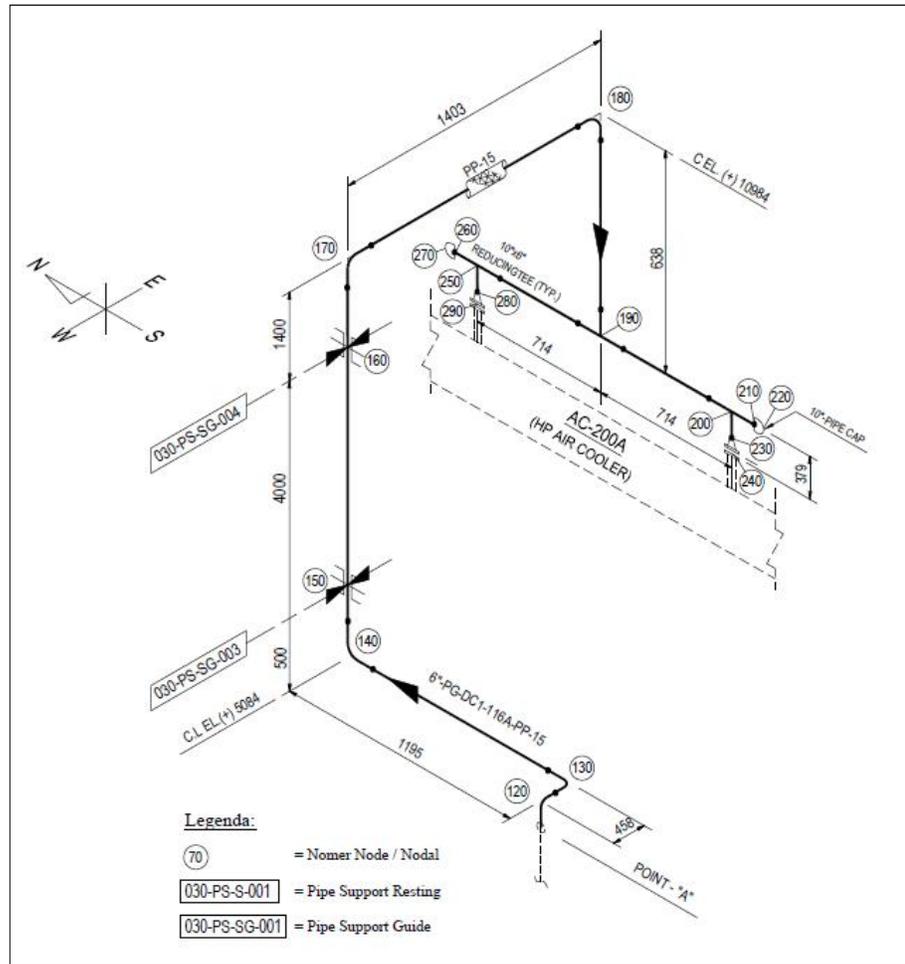
$$\sigma_H = \frac{P.d_o}{2t}$$

$$= \frac{13600\text{kN/m}^2 \times 0,1683\text{m}}{2(0,01427\text{m})}$$

= 80199 kN/m<sup>2</sup> Menghitung Fleksibilitas Pipa



Gambar 12. Isometrik Desain Rute Sistem Perpipaan Bagian-1



Gambar 13. Isometrik Desain Rute Sistem Perpipaan Bagian-2

Jarak *anchor* ke *anchor* pada sumbu X ( $L_x$ ) = 1,091 m

Jarak *anchor* ke *anchor* pada sumbu Y ( $L_y$ ) = 7,871 m

Jarak *anchor* ke *anchor* pada sumbu Z ( $L_z$ ) = 8,306 m

Resultant jarak *anchor* ke *anchor* ( $L$ ) =  

$$\sqrt{L_x^2 + L_y^2 + L_z^2}$$

$$= \sqrt{(1,091)^2 + (7,871)^2 + (8,306)^2}$$

$$= 11,5 \text{ m}$$

Panjang total sistem perpipaan ( $U$ ) = 21,22 m  
 Koefisien muai material ( $\alpha$ ) = 1,40 inch / 100ft = 1,16mm / m. Pemuaihan yang harus diserap pipa ( $\Delta l$ ) = 13,34 mm. Maka perhitungan fleksibilitasnya adalah

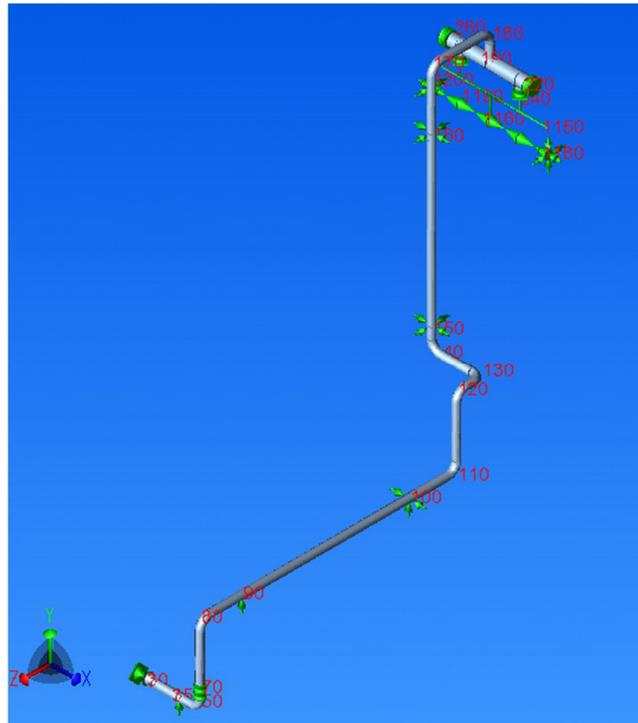
$$\frac{d_o \Delta l}{(L-U)^2} \leq K_1$$

$$\frac{168,3 \text{ mm} \times 13,34 \text{ mm}}{(11,5 \text{ m} - 21,22 \text{ m})^2} \leq 208,3$$

$$23,64 \leq 208,3$$

Maka sistem perpipaan tersebut sudah cukup fleksibel untuk menyerap ekspansi akibat perubahan temperatur yang terjadi. Perhitungan tegangan akibat beban ekspansi termal dengan menggunakan CAESAR II.5.10 dilakukan hanya untuk memastikan keamanan dari sistem perpipaan tersebut.

### 3.7 Hasil Perhitungan Tegangan Dengan Software CAESAR II.5.10



Gambar 14. Permodelan Pada CAESAR II.5.10

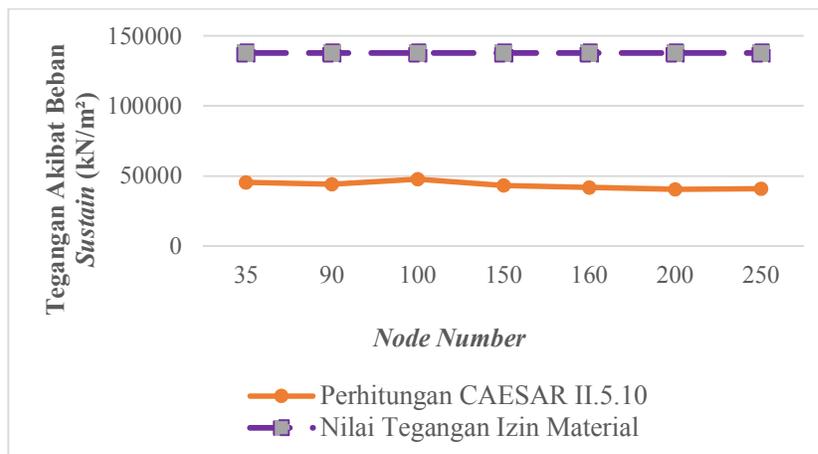
**a) Perhitungan Tegangan Akibat Beban Tetap (*Sustain Load*)**

Tabel 3. Hasil Perhitungan Tegangan Akibat Beban Sustain

No.	Node	<i>Bending Stress</i> (kN/m <sup>2</sup> )	<i>Torsion Stress</i> (kN/m <sup>2</sup> )	<i>Sustain Load Stress</i> (kN/m <sup>2</sup> )	<i>Allowable Stress</i> (kN/m <sup>2</sup> )	<i>Ratio</i> (%)
1	35	4696,9	0,0	45496,8	137892.0	33,0
2	90	3460,8	31,5	44256,4	137892.0	32,1
3	100	6950,9	-31,5	47746,6	137892.0	34,6
4	150	2265,4	295,2	43292,4	137892.0	31,4
5	160	720,0	-295,2	41755,5	137892.0	30,3
6	200	553	6,4	40936,4	137892.0	29,7
7	250	725,6	6,4	41002,2	137892.0	29,7



Gambar 15. Permodelan Tegangan Akibat Beban Sustain Pada CAESAR II.5.10



Gambar 16. Perbandingan Nilai Tegangan Sustain Dengan Tegangan Izin Material

Dari tabel hasil perhitungan CAESAR II.5.10 diatas menunjukkan bahwa tegangan terbesar yang ditimbulkan akibat beban *sustain* ( $S_i$ ) terjadi pada *node* 100 dengan tegangan tekuk ( $\sigma_b$ ) sebesar 6950 kN/m<sup>2</sup>, dan tegangan aksial ( $\sigma_{ax}$ ) sebesar 41035,5 kN/m<sup>2</sup>, sehingga tegangan

akibat bebannya sebesar 47746,6 kN/m<sup>2</sup>. Hasil dari perhitungan dengan *software* CAESAR II.5.10 menunjukkan bahwa tegangan tersebut masih berada pada batas tegangan izin material sebesar 137892,0 kN/m<sup>2</sup> dengan rasio 34,6 %, maka pipa tersebut tidak mengalami *overstress*.

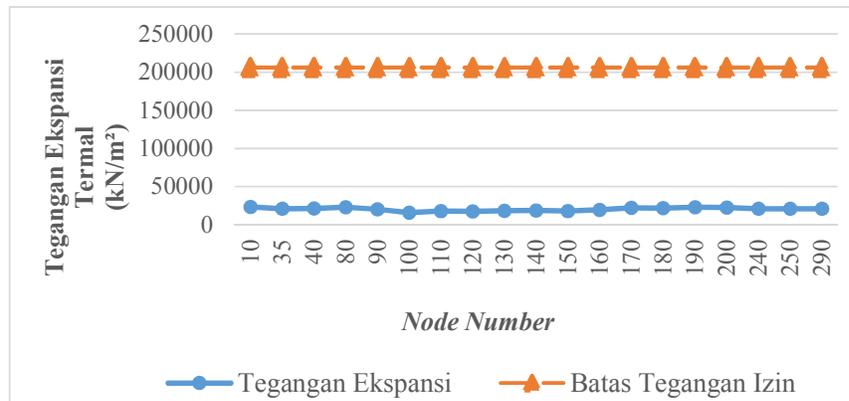
**b) Perhitungan Tegangan Akibat Ekspansi Termal Pada CAESAR II.5.10**

Tabel 4. Hasil Perhitungan Tegangan Akibat Ekspansi Termal

No.	Node	Bending Stress (kN/m <sup>2</sup> )	Torsion Stress (kN/m <sup>2</sup> )	Expansion Stress (kN/m <sup>2</sup> )	Allowable Stress (kN/m <sup>2</sup> )	Ratio (%)
1	10	17364,6	7864,1	23428,73	206842,72	11,3
2	35	14041,1	6535,2	20895,13	206842,72	10,1
3	40	16302,5	6990	21327,21	206842,72	10,31
4	80	22762,9	694,2	22805,2	206842,72	11,02
5	90	19338,9	2892,5	20185,52	206842,72	9,75
6	100	15102,5	2716,1	16049,74	206842,72	7,75
7	110	16785,9	3168,3	17942,09	206842,72	8,67
8	120	8653,9	7643,0	17565,64	206842,72	8,49
9	130	16203,2	-4040,4	18106,4	206842,72	8,75
10	140	17982,9	-2192,0	18509,56	206842,72	8,94
11	150	17240	-2192,0	17788,67	206842,72	8,6
12	160	18743,4	2192,0	19444,07	206842,72	9,4
13	170	21945,5	697,9	21989,84	206842,72	10,63
14	180	21550,71	1697,0	21816,32	206842,72	10,57
15	190	22802,9	1220,9	22933,26	206842,72	11,08
16	200	22289,9	1220,9	22423,24	206842,72	10,84
17	240	21091	0,3	21091	206842,72	10,19
18	250	20876,8	-122,6	206842,7	206842,72	10,09
19	290	20796,1	-158,9	20798,52	206842,72	10,05



Gambar 17. Permodelan Tegangan Akibat Beban Ekspansi Pada CAESAR II.5.10



Gambar 18. Perbandingan Nilai Tegangan Akibat Ekspansi Termal Dengan Tegangan Izin Material

Dari hasil perhitungan tegangan akibat beban ekspansi termal dari *software* CAESAR II.5.10 menunjukkan bahwa tegangan terbesar terjadi pada *node* 10, yakni sebesar 23428,73 kN/m<sup>2</sup> sedangkan nilai tegangan tekuknya sebesar 17364,6 kN/m<sup>2</sup> dan tegangan torsinya sebesar 7864,1 kN/m<sup>2</sup>, namun hasil perhitungan menunjukkan tegangan tersebut masih berada dibawah batas tegangan izin (*allowable stress*) yang ditentukan ASME B31.3 sebesar 206842,72 kN/m<sup>2</sup> dengan rasio antara tegangan ekspansi dan tegangan izin sebesar 11,30 %. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada sistem perpipaan tersebut tidak terjadi *overstress*.

#### 4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan tegangan pada sistem perpipaan dari *discharge kompresor* menuju *air cooler* dengan perhitungan manual dan program CAESAR II.5.10 dapat disimpulkan sebagai berikut:

- Nilai tegangan aksial yang didapat dari perhitungan manual adalah sebesar 30112,87 kN/m<sup>2</sup>.
- Nilai tegangan akibat tekanan dalam pipa adalah sebesar 40099 kN/m<sup>2</sup>
- Nilai tegangan sirkumferensial atau *hoop stress* dari sistem perpipaan tersebut adalah sebesar 80199 kN/m<sup>2</sup>.
- Nilai tegangan akibat beban tetap (*sustain load*) terbesar yang dihitung dengan menggunakan *software* CAESAR II.5.10 terjadi pada *node* 100 dengan nilai 47746,6 kN/m<sup>2</sup>, namun masih berada dibawah batas tegangan izin maksimum material sebesar

137895,14 kN/m<sup>2</sup> dengan rasio keduanya adalah 34,6%.

- Nilai tegangan akibat beban ekspansi termal terbesar yang dihitung dengan menggunakan *software* CAESAR II.5.10 terjadi pada *node* 10 dengan nilai 23428,73 kN/m<sup>2</sup>, namun masih dibawah batas tegangan maksimum material sebesar 206842,71 kN/m<sup>2</sup> dengan rasio keduanya adalah 11,34%.
- Sistem perpipaan tersebut cukup fleksibel untuk menyerap ekspansi akibat perubahan temperatur dan dari hasil perhitungan sistem perpipaan tersebut dapat dinyatakan aman dan tidak terjadi *overstress*.

#### 5. DAFTAR PUSTAKA

- Kannapan, Sam. (1985). *Introducion To Pipe Stress Analysis*. Knoxville, Tennessee: John Wiley & Sons, Inc.
- Chamsudi. (2005). *Piping Stress analysis. Modul Diktat*. PT Rekayasa Industri.
- ASME B31.3. (2014). *Process Piping*. American Society of Mechanical Engineers. New York, NY.
- Susanto. (2015). *Analisa Tegangan Pipa Unloading Line dari Pelabuhan ke Suatu Pabrik Oli Pelumas di Marunda Center Industrial Estate Bekasi*. Tugas akhir. Jakarta: Universitas Mercubuana.
- Mulyadi, Ade. (2012). *Analisa Tegangan Sistem Pipa Gas Dari Vessel Suction Scrubber Ke Booster Pump Compressor*. Tugas akhir. Jakarta: Universitas Mercubu