

# “ Desain Insulasi dan *Expansion loop* pada Penggantian Jalur Pipa Transfer Ammonia (NH<sub>3</sub>) Diameter 8 Inch (Studi Kasus PT.Petrokimia Gresik) ”

Bhima Lazuardi<sup>1\*</sup>, George Endri Kusuma<sup>2</sup>, Nora Amelia Novitrie<sup>3</sup>

Mahasiswa Teknik Perpipaan PPNS<sup>1\*</sup>, Staf Pengajar Teknik Perpipaan PPNS<sup>2,3</sup>  
Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (PPNS)  
[bhimalazuardi03@gmail.com](mailto:bhimalazuardi03@gmail.com)<sup>1\*</sup>

## Abstrak

PT.Petrokimia Gresik berencana melakukan penggantian pipa transfer amoniak berukuran 8 inch . General Arrangement dan routing pipa dari desain lama akan dirubah. Hal ini tentunya perlu dilakukan analisa khususnya dari sisi tegangan yang terjadi agar memperoleh desain terbaik . Pada penelitian ini dilakukan analisa desain *expansion loop* dan desain insulasi baru pada pipa transfer amoniak 8” dengan menggunakan perhitungan manual dan pemodelan software CAESAR II. Pemasangan *expansion loop* diperlukan untuk mengurangi tegangan dan displacement akibat beban ekspansi.

Proses analisa dilakukan perhitungan tegangan akibat beban sustain , occasional, ekspansi secara manual pada desain *expansion loop* berjenis ‘Z’ bend loop dan dilakukan perhitungan kehilangan panas dengan menggunakan temperature existing sesuai di lapangan, dengan insulasi Phenolic, Poliolefine, dan Polyisocyanurate dengan tebal 55 mm, tebal 70 mm, tebal 85 mm. 3. Dari hasil perhitungan nilai tegangan pada desain *expansion loop* jenis Z bend dengan radius 12 inchi, diketahui nilai tegangan tertinggi akibat beban ekspansi yakni sebesar 4030.37 Psi untuk perhitungan manual dan 10758 psi untuk output software Caesar. Sedangkan untuk tegangan tertinggi akibat beban sustain yakni 9811 Psi untuk perhitungan manual dan 4129 Psi untuk hasil output software. Sedangkan untuk tegangan tertinggi akibat beban occasional yakni 13149 Psi untuk perhitungan manual dan 4126 Psi untuk hasil output software. Dari beberapa hasil tersebut desain Z Bend Loop diyakini masih aman. Untuk desain insulasi terbaik dipilih insulasi jenis phenolic foam dengan tebal 85 mm dengan nilai heat loss hanya sebesar 1144 watt.

**Kata kunci :** PT. Petrokimia Gresik, Amonia, Heat loss, pemodelan, insulasi, Stress analysis

## 1. PENDAHULUAN

PT. Petrokimia Gresik memiliki jalur pipa transfer untuk ammonia dari tanki penyimpanan menuju pelabuhan sepanjang total 1,8 km. Material jalur pipa ini adalah berjenis ASTM A 333 grade 6 (sch 20) dan terdapat tiga ukuran pipa yang masing-masing mempunyai diameter berbeda, yaitu untuk pipa berdiameter 12 inch, 8 inch, dan 4 inch. Akan tetapi, pada kondisi di lapangan jalur pipa transfer berukuran 8 inch untuk ammonia mengalami kerusakan pada insulasi yang berjenis *polyurethane* dan jalur pipa akan dilakukan pergantian. Maka, opsi untuk menanggulangi masalah tersebut adalah dengan membuat desain baru. Adapun opsi yang

digunakan untuk mengurangi beban ekspansi adalah dengan menambahkan design *expansion loop* sepanjang jalur pipa transfer. Opsi desain dari *expansion loop* yaitu berjenis ‘Z’ bend loop. Desain tersebut dipilih atas pertimbangan masih tersedianya tempat yang mencukupi. Adapun faktor lain yang harus diperhatikan adalah pemilihan jenis support pada *expansion loop*. Pada akhirnya opsi desain loop tersebut akan dianalisa tegangan (stress) dan pergeseran (displacement) yang terjadi. Dikarenakan jalur pipa ini menyalurkan fluida bertemperatur. Oleh karena itu, pada penelitian ini selain dilakukan dianalisa tegangan (stress) dan pergeseran (displacement) yang terjadi akan dilakukan

analisa dan perhitungan untuk menemukan jenis insulasi yang baru. Peneliti diharuskan melakukan sebuah analisa berapa jumlah panas yang hilang akibat kerusakan insulasi dan melakukan perhitungan ulang untuk desain insulasi. dengan pemasangan insulasi tersebut haruslah diperhatikan juga karakteristik material insulasi terhadap jalur pipa untuk menghindari kerusakan terhadap material insulasi yang dapat merugikan di kemudian hari.

## 2. METODOLOGI

### 2.1 konduksi pada silinder lapis banyak

Berkaitan dengan teori perpindahan panas konduksi dan tahanan thermal yang telah dibahas diatas, pada sub bab ini akan dijelaskan mengenai aplikasi dari dua teori tersebut dalam sistem perpipaan sehingga dapat diaplikasikan pada suatu pipa yang memiliki lapisan banyak. persamaan 2.2, 2.2,2.3 sebagai berikut :

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (2.2)$$

$$R_{total} = R_{cy1} + R_{cy2} + R_{cy3} + R_{conv} \quad (2.3)$$

$$Q = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L k_1} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi L k_2} + \frac{\ln \frac{r_4}{r_3}}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_2 A_4} \quad (2.4)$$

Dimana :

Q= nilai kalor yang diperlukan (*heat loss*) (W)

h1= *heat transfer coefficient* permukaan bagian dalam pipa (W/m<sup>2</sup> °K)

A1= luas permukaan perpindahan panas bagian dalam pipa (m<sup>2</sup>)

h2= *heat transfer coefficient* permukaan bagian luar pipa (W/m<sup>2</sup> °K)

A2= luas permukaan perpindahan panas bagian luar pipa (m<sup>2</sup>)

K= *konduktivitas thermal* (W/m °K)

### 2.2 Angka nusselt

Untuk angka nusselt pada aliran turbulen menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.5)$$

### 2.3 Heat transfer coefficient

Nilai heat transfer coefficient menggunakan rumus sebagai berikut:

$$h = k/D Nu \quad (2.6)$$

Dimana :

k = *thermal conductivity* (W/mK)

D = *inside diameter* (m)

Nu = *nusselt number*

### 2.4 Pipe Support

Penyangga pipa dalam sistim perpipaan adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menjadipenahan atau penumpu pipa yang melintas dari suatu tempat ke tempat yang lain. Sebuah support adalah sebuah komponen dari sistim perpipaan yang menyalurkan beban yang bekerja pada pipa ke struktur penyangga.

$$\text{Allowable pipe span} = \sqrt{0,33xZxSh/W} \quad (2.7)$$

Dimana :

Z = *Modulus section* (in<sup>3</sup>)

Sh = *Allowable stress hot* (Psi)

W = *Berat pipa* (lb/in)

### 2.5 Beban pada Pipa

Pipe load adalah beban yang terjadi pada sistim perpipaan yang diteruskan ke sruktur bangunan penumpu melalui peralatan penumpu atau restraint. Sistem perpipaan pada kondisi operasi tentunya mengalami berbagai macam beban. Beban yang dialami diantaranya beban akibat pipa itu sendiri, berat fluida yang mengalir, insulasi pipa, beban angin maupun gempa bumi.

#### 2.5.1 Beban Sustain (Sustained Load)

Beban sustain adalah beban yang bekerja secara terus-menerus pada pipa. Tegangan yang terjadi pada beban sustain merupakan hasil dari jumlah tegangan longitudinal SL akibat tekanan, berat, dan beban sustain lain dengan tidak melebihi dari Sh (SL < Sh). Nilai tegangan izin pada kondisi sustained load berdasarkan ASME B31.3 Appendix A Table A-1. Beban sustain menyebabkan terjadinya tegangan antara lain axial stress, longitudinal pressure stress, dan bending stress.

$$S_L = \frac{Fax}{Am} + \frac{Mbc}{I} + \frac{pdo}{4t} \quad (2.8)$$

Dengan :

Fax = Gaya aksial (lb)

Am = Luas penampang pipa (in<sup>2</sup>)

M = Momen bending (lb.in)

c = Jarak dari sumbu pipa (in)

I = Momen inersia penampang (in<sup>4</sup>)

P = Tekanan internal

do = Diameter luar pipa (in)

t = Tebal pipa (in)

SL = Tegangan longitudinal (Psi)

### 2.5.2 Beban Okasional

Beban gempa biasanya juga disebut beban *seismic*, disebabkan oleh bergeraknya tanah secara acak yang melalui anchor struktur/pipa ke tanah dan menyebabkan beban inersia dari struktur/pipa yang terinduksi. Tekanan gempa yang mengenai pipa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$S = 0.75ix 12 x \frac{WL^2}{8Z} x 1.5G \quad (2.9)$$

Dengan :

S = Seismic Stress (Psi)

i = Stress intensification factor

W = Berat pipa (lb/in)

L = Panjang pipa (in)

Z = Modulus section (in<sup>3</sup>)

G = Seismic acceleration

### 2.5.3 Beban ekspansi Thermal

Beban ekspansi merupakan beban yang timbul akibat ekspansi panas. Beban dapat disebabkan oleh Beban thermal akibat pembatasan gerak oleh tumpuan, beban ini (gaya dan momen) timbul jika ekspansi atau kontraksi bebas perpipaan akibat termal terhalang oleh tumpuan. Setiap material pipa mempunyai koefisien ekspansi yang berbeda. Perhitungannya menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\Delta = \frac{5WL^4}{384 EI} \quad (2.10)$$

$$M = \frac{6 EIA}{L^2} \quad (2.11)$$

$$S = \frac{iM}{Z} \quad (2.12)$$

Dimana :

M = Momen yang terjadi pada tumpuan (in-lb)

I = Momen inersia (in<sup>4</sup>)

Z = Modulus section (in<sup>3</sup>)

= Displacement (in)

L = Panjang pipa (in)

E = Modulus elastisitas (Psi)

## 2.6 Resultan Tegangan

Selayaknya tegangan yang terhitung harus dibandingkan dengan allowable material. Piping code allowable sebagaimana ditentukan diatas adalah semua berkaitan dengan uji tarik uniaxial material, (yaitu Sc dan SH). Oleh karena itu tegangan yang terhitung harus juga berkaitan dengan uji tarik uniaxial. Resultan tegangan yang dihitung adalah nilai tegangan geser maksimum. Berikut adalah persamaannya :

$$\tau_{max} = \frac{(S_1 - S_3)}{2} \quad (2.12)$$

$$S_1 = \frac{(S_x + S_y)}{2} + \sqrt{\left(\frac{(S_x - S_y)}{2}\right)^2} + \tau^2 \quad (2.13)$$

$$S_3 = \frac{(S_x + S_y)}{2} - \sqrt{\left(\frac{(S_x - S_y)}{2}\right)^2} + \tau^2 \quad (2.14)$$

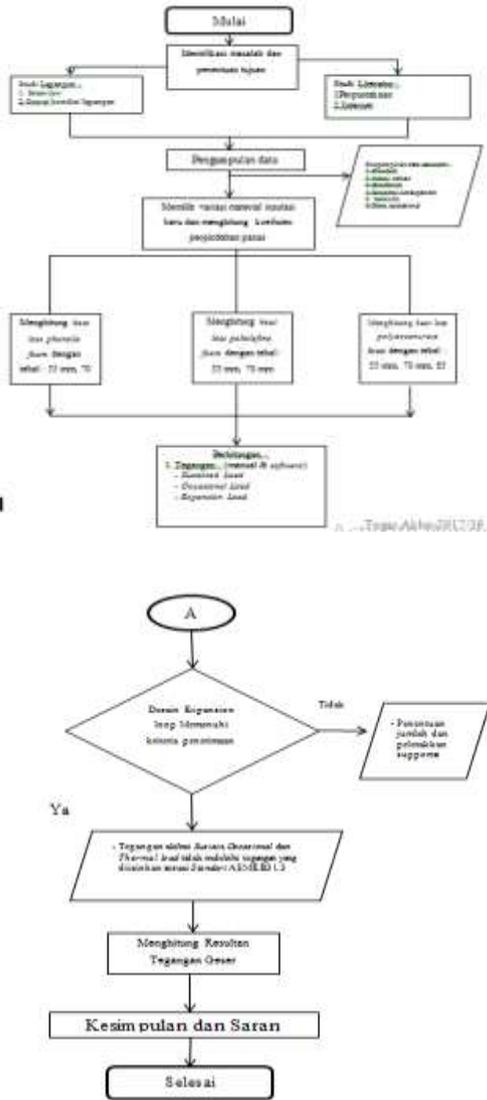
Dimana :

S1 = Tegangan Principal Terbesar

S3 = Tegangan principal terkecil

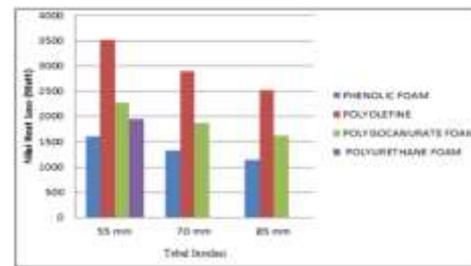
max = Tegangan geser maximum

## 2.7 Diagram Alir



Tabel 3.1 hasil perhitungan *heat loss*

NO	JENIS BAHAN INSULASI	JENIS SIMULASI	HASIL PERHITUNGAN (watt)	
1	PHENOLIC FOAM	POLYURETHANE FOAM	1940.79	
		HEAT LOSS DENGAN INSULASI	55 mm	1606.36
			70 mm	1319.14
2	POLYOLEFINE	POLYURETHANE	1940.79	
		HEAT LOSS DENGAN INSULASI	55 mm	3511.82
			70 mm	2889.59
3	POLYISOCANURATE FOAM	POLYURETHANE	1940.79	
		HEAT LOSS DENGAN INSULASI	55 mm	2273.92
			70 mm	1868.63
		85 mm	1621.79	



Gambar 4.2 Grafik Pengaruh Ketebala terhadap *heat loss*

Pada analisa kehilangan panas dapat dilihat pada tabel 4.2 dengan menggunakan beberapa variasi material insulasi baru yaitu Phenolic Foam, Polyolefine, Polyisocanurate Foam dengan variasi ketebalan sebesar 55 mm, 70 mm, 85 mm didapatkan hasil seperti table 4.7 di atas dengan kerugian panas menggunakan bahan isolasi tebal 55 mm yang memiliki nilai terkecil adalah isolasi Phenolic Foam dengan hasil 1606,36 watt , lalu Polyisocanurate Foam dengan hasil 2273,92 watt dan Polyolefine dengan hasil 3511,9 watt . Analisa kerugian panas menggunakan bahan isolasi tebal 70 mm yang memiliki nilai terkecil adalah isolasi Phenolic Foam dengan hasil 1319.14 watt , lalu Polyisocanurate Foam dengan hasil 1868.63 watt dan Polyolefine dengan hasil 2889,6 watt . Sedangkan analisa kerugian panas menggunakan bahan isolasi tebal 85 mm yang memiliki nilai terkecil adalah isolasi Phenolic Foam dengan hasil 1144,41 watt , lalu Polyisocanurate Foam dengan hasil 1621.79 watt dan Polyolefine dengan hasil 2509.85 watt.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Hasil perhitungan analisa *heat loss*

Berikut ini adalah tabel 3.1 yang menunjukkan hasil perhitungan nilai *heat loss* dari 3 macam insulasi yaitu phenolic, polyolefine, polyisocanurate sebagai berikut:

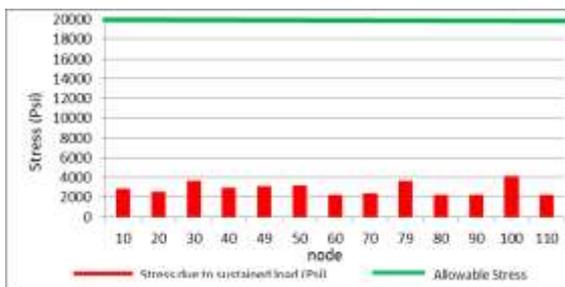
Ketiga bahan isolasi tersebut mampu meminimalisasi kehilangan panas (heat loss) dengan hasil yang bervariasi, namun hasil yang terbaik adalah pada bahan isolasi Phenolic Foam dengan ketebalan 85 mm yang secara data spesifikasi dan hasil perhitungan memiliki nilai heat loss yang kecil hanya sebesar 1144,41 watt dibandingkan lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa, material insulasi existing berjenis polyurethane disarankan untuk dilakukan pergantian dengan material baru. Jadi semakin tebal insulasi, perpindahan panas semakin berkurang, dikarenakan ketebalan insulasi mempengaruhi besar tahanan termal pada pipa tersebut. Berdasarkan persamaan perpindahan panas, nilai tahanan thermal berbanding terbalik dengan perpindahan panas. Semakin besar tahanan termal semakin berkurang perpindahan panas yang terjadi.

### 3.2 stress due sustained load

Berikut ini hasil perhitungan Sustained load adalah total dari longitudinal stress yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan (ASME B31.3, 2010). Sehingga sustained load dapat dikatakan istilah lain dari longitudinal stress yang meliputi axial stress, pressure stress dan bending stress.

Tabel 3.3 hasil stress due sustained load

Node	Stress due to Sustained Load (Psi)	Allowable Stress (Psi)	Stress Ratio				
51	3230.40	20000.00	0.1615	0.1615	0.1615	0.1615	0.1615
52	3230.40	20000.00	0.1615	0.1615	0.1615	0.1615	0.1615
53	3230.40	20000.00	0.1615	0.1615	0.1615	0.1615	0.1615



Gambar 4.5 Grafik tegangan akibat beban sustain (software)

Analisa tegangan akibat beban sustain dapat dilihat pada gambar 4.12. Gambar tersebut menunjukkan nilai tegangan di setiap node pada desain Z bend loop. Dikarenakan semua desain memiliki dimensi yang sama maka setiap desain memiliki nilai tegangan yang relatif sama, hanya berbeda di beberapa node saja yang memiliki nilai tegangan yang berbeda. Hasil nilai tegangan yang dihasilkan oleh software CAESAR II menunjukkan semua nilai tegangan di setiap node akibat beban sustain masih dibawah nilai tegangan izin yang disyaratkan oleh ASME B 31.1. Sehingga desain tersebut dirasa cukup aman.

Dapat dilihat nilai tegangan yang dihasilkan pada node 10-20 dan 40-50 memiliki nilai yang relatif sama karena tegangan yang terjadi pada sepanjang pipa lurus, terkecuali untuk 30 dan node 100. Nilai tegangan pada segmen tersebut mengalami kenaikan. Hal ini dikarenakan pipa pada node tersebut pipa ditumpu oleh support dan masing-masing berada di dekat ellbow, yang juga mengharuskan support menahan gaya yang bekerja searah sumbu Y. Sehingga tegangan yang dihasilkan berbeda dengan tegangan yang terjadi sepanjang pipa lurus yang lain. Pada node 40-50 dan 70-80 berada pada pipa belok (ellbow) nilai tegangan tertinggi yang dihasilkan terletak pada node 79 yang berada belokan dengan radius 12 inchi atau pada hal ini segmen tersebut terletak pada bawah kaki loop.

### 3.3 stress due occasional load

berikut inisalah satu contoh perhitungan manual pada segmen 1 beban occasional yang dialami sistem perpipaan :

Perhitungan segmen 1

$$\sigma_b = 3230.40$$

$$i = 1,15$$

$$G = 0.15 \text{ (seismic acceleration)}$$

$$S = 0,75x i x 12 x \sigma_b x 1,5 G$$

$$S = 0,75 \times 1,15 \times 12 \times 3235,40 \times 1,5 \times 0.15$$

$$S = 6555,69 \text{ psi}$$

$$\text{Occ} = S + \text{Sus loads}$$

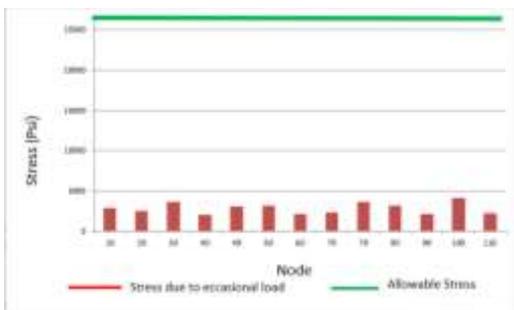
$$= 3235,40 \text{ Psi} + 6597.79 \text{ Psi}$$

$$= 13149.48 \text{ Psi}$$

**Tabel 4.12** hasil perhitungan *stress due occasional loads*

Segmen	i	G	Bending Stress (psi)	Occasional load manual (psi)	Software (psi)	Allowable stress (psi)	acc
S1	1	0.15	6448.61	13149.48	3651	26600.00	YES
S2	1	0.15	332.53	4368.28	3741	26600.00	YES
S3	1	0.15	583.47	5127.40	4126	26600.00	YES

Tahap berikutnya menganalisa nilai tegangan yang disebabkan oleh beban okasional. Beban okasional adalah beban yang tidak terjadi seterusnya. selama sistim beroperasi. Tegangan yang dianalisa pada tahap ini adalah beban akibat gempa. Dalam hal ini analisa yang dilakukan dengan menggunakan software *CAESAR II*.



**Gambar 4.6** Grafik tegangan akibat beban gempa (*software*)

Gambar 4.6 menunjukkan nilai tegangan akibat beban okasional gempa, semua nilai tegangan pada tiap node masih berada dibawah nilai tegangan izin berdasarkan ASME B31.3. Nilai tegangan akibat beban gempa nilainya hampir sama dengan tegangan akibat beban sustain, akan tetapi ditambah dengan nilai beban gempa itu sendiri. Dapat dilihat dari grafik di atas nilai tegangan akibat beban okasional yang di

dapat dari software *CAESAR II* adalah terbesar terjadi pada Node 100, yaitu sebesar 4123 Psi, dan yang terkecil pada node 40, yaitu sebesar 2089 Psi. Nilai tegangan yang cukup besar lain dihasilkan pada node yang berada pada support. Seperti pada node 30 nilai tegangan yang dihasilkan sebesar 3631 Psi. Untuk node nilai tegangan akibat beban okasional, tegangan terbesar cenderung terjadi pada node yang dekat dengan support dan anchor. Seperti hasil nilai tegangan pada node 100 yang juga menimbulkan gaya searah sumbu Y yang terjadi sebesar 1120 lb. Hal ini dikarenakan, pada saat terjadi gempa anchor menahan pipa yang bergerak akibat beban gempa. Maka dari itu, pada node dekat anchor nilai tegangan dan gaya yang dihasilkan cukup besar.

### 3.4 *Stress due to expansion load*

Tabel 4.13 menunjukkan hasil perhitungan manual stress due to expansion load dan software yang terjadi pada segmen 1 sampai segmen 3 expansion loop. Berikut ini contoh perhitungannya untuk segmen 3 straight pipe :

Menentukan displacement pipa

- Menentukan displacement pipa

$$\Delta = \frac{5Wl^4}{384 E I}$$

$$\Delta = \frac{5 \times 3,156 \times 142,11^4}{384 \times 30.4 \times 10^6 \times 58,87}$$

$$\Delta = 0.00937$$

- Nilai thermal ekspansi

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2}$$

$$M = 4979,44 \text{ lb.in}$$

$$S = \frac{iM}{Z}$$

$$S = \frac{1 \times 4979,44}{13,65}$$

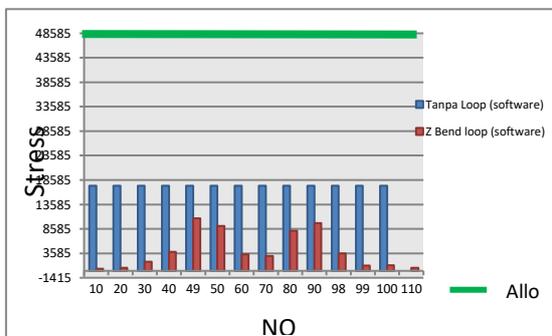
$$S = 364.67 \text{Psi}$$

**Tabel 4.13** hasil perhitungan *stress due*

*Expansion Loads*

Segmen	Thermal Load manual (psi)	software (psi)	Allowable stress	acc
S1	4030.37	1841	48585.00	yes
S2	132.93	10758	48585.00	yes
S3	364.67	641	48585.00	yes

Analisa beban ekspansi berikut ini ditujukan untuk membandingkan desain baru *Z bend loop* dengan jalur sistem perpipaan tanpa adanya *expansion loop*. Hal ini dikarenakan pada *expansion loop* beban yang paling dominan terjadi adalah beban dikarenakan adanya beban ekspansi *thermal*. Dalam hal ini, analisa tegangan dilakukan dengan menggunakan *software Caesar II*.



**Gambar 4.7** Grafik perbandingan tegangan *expansion loads* software Caesar II

Berdasarkan gambar 4.7 menunjukkan bahwa seluruh nilai tegangan yang muncul pada jalur pipa tanpa menggunakan *expansion loop* dan menggunakan *Z bend loop* masih dibawah nilai tegangan izin untuk pembebanan ekspansi. Dapat dilihat pada seluruh node 10-100 dapat diterima oleh code ASME B31.3. Untuk jalur pipa tanpa menggunakan *expansion loop* hasil nilai tegangan yang muncul pada *software*

*Caesar II* nilainya cukup besar dan nilainya relatif sama, yaitu sebesar 17408.5 Psi. Hal ini, dikarenakan pada contoh kasus ini jalur pipa tanpa menggunakan *expansion loop* adalah pipa lurus tanpa adanya belokan sama sekali dan efek lain yang ditimbulkan pada sistem perpipaan adalah *anchor* harus menyerap gaya yang juga sangat besar dengan nilai sebesar 114508 lb.

Sedangkan, nilai tegangan untuk jalur pipa dengan menggunakan *expansion loop* dari node 10-110 menunjukkan nilai yang cukup *fluktuatif*. Hal itu ditunjukkan dengan nilai tegangan yang semula kecil pada node 10 sebesar 403 Psi menjadi naik perlahan sampai node 49 sebesar 10758,2 dan turun lagi sampai dengan node 60. Gambar 4.12 dapat juga disimpulkan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada jalur pipa dengan menggunakan *Z bend loop* yaitu sebesar 10758 Psi dan tegangan terkecil sebesar 641 Psi pada node 20. Kenaikan nilai tegangan tersebut disebabkan karena pada segmen tersebut pipa mengalami ekspansi sehingga menyebabkan defleksi yang terjadi. Pada segmen tersebut defleksi diserap oleh belokan (elbow). Dapat dilihat nilai tegangan maksimum sebesar 10758,2 Psi yaitu pada segmen belokan elbow dengan radius 12 inch. Jadi, dari beberapa analisa di atas pada jalur pipa disarankan untuk dipasang *expansion loop*. Karena dengan beberapa mempertimbangkan nilai tegangan yang dihasilkan lebih kecil dan *expansion loop* dapat menyerap beban ekspansi daripada jalur pipa hanya didesain lurus.

### 3.5 Resultant Tegangan

Perhitungan nilai resultan tegangan geser maksimum dapat diperoleh sebagai berikut :

Diketahui :

$$S_b = 4030.37 \text{ Psi}$$

$$S_{ip} = 1778.184 \text{ psi}$$

$$S_h = 3572,86 \text{ Psi}$$

$$S_t = 0,3327 \text{ Psi}$$

$$S_1 = \frac{(S_b + S_{ip} + S_h)}{2} + \sqrt{\left(\frac{(S_b + S_{ip} - S_h)}{2}\right)^2} + \tau^2$$

$$= \frac{(4030.37 + 1778,184 + 3572,86)}{2} + \sqrt{\left(\frac{(4030.37 + 1778,184 - 3572,86)}{2}\right)^2} + 0,3327^2$$

$$= 8007,65 \text{ Psi}$$

$$S_3 = \frac{(S_b + S_{ip} + S_h)}{2} - \sqrt{\left(\frac{(S_b + S_{ip} - S_h)}{2}\right)^2} + \tau^2$$

$$= \frac{(4030.37 + 1778,184 + 3572,86)}{2} - \sqrt{\left(\frac{(4030.37 + 1778,184 - 3572,86)}{2}\right)^2} + 0,3327^2$$

$$= 1373.98 \text{ Psi}$$

$$\tau_{max} = \frac{(S_1 - S_3)}{2}$$

$$= \frac{(8007,65 - 1373.98)}{2}$$

$$= 3316,83 \text{ Psi}$$

Jadi, diketahui hasil dari perhitungan tegangan geser maksimum sebesar 3316,83 Psi

#### 4. KESIMPULAN

1. Heat Loss : dari hasil perhitungan manual nilai heat loss yang didapat dari material insulasi berjenis polyuethane dengan tebal insulasi 55 mm pada expansion loop jalur pipa ammonia existing sebesar 1940.79

watt. Dan untuk nilai heat loss dengan 3 jenis material baru dengan 3 variasi ketebalan sebesar 55 mm, 70 mm, dan 85 mm memiliki nilai bervariasi antara lain untuk material insulasi Phenolic Foam dengan tebal 55 mm nilai heat loss-nya sebesar 1606.36 watt, 70 mm nilai heat loss-nya sebesar 1319.14 watt, dan 85 mm nilai heat loss-nya sebesar 1144.41 watt. Selanjutnya untuk material insulasi Polyolefine dengan tebal 55 mm nilai heat loss-nya sebesar 3511,82 watt, 70 mm nilai heat loss-nya sebesar 2889.59 watt, dan 85 mm nilai heat loss-nya sebesar 2509.85 watt. Dan yang terakhir untuk material insulasi Polyisocanurate Foam dengan tebal 55 mm nilai heat loss-nya sebesar 2273.92 watt, 70 mm nilai heat loss-nya sebesar 1868.63 watt, dan 85 mm nilai heat loss-nya sebesar 1621.79 watt.

2. Desain Insulasi baru: dari hasil perhitungan dapat disimpulkan bahwa, nilai heat loss terkecil terdapat pada jenis material Phenolic Foam dengan ketebalan 85 mm yang menghasilkan nilai heat loss hanya sebesar 1144.41 watt, oleh karena itu desain baru insulasi disarankan menggunakan jenis material phenolic foam dengan ketebalan 85 mm dengan metode MLI (Multi Layer Insulation) dengan lapisan terluar insulasi yaitu Almunium Sheet dengan tebal 3 mm sebagai pelindung dari insulasi utama agar tidak mudah rusak.

3. Dari hasil perhitungan nilai tegangan pada desain expansion loop jenis Z bend dengan radius 12 inchi, diketahui nilai tegangan tertinggi akibat beban ekspansi yakni sebesar 4030.37 Psi untuk perhitungan manual dan 10758 psi untuk output software Caesar. Sedangkan untuk tegangan tertinggi akibat beban sustain yakni 9811 Psi untuk perhitungan manual dan 4129 Psi untuk hasil output software. Sedangkan untuk tegangan tertinggi akibat beban occasional yakni 13149 Psi untuk perhitungan manual dan 4126 Psi untuk hasil output software. Dari beberapa hasil tersebut desain Z Bend Loop diyakini masih aman dikarenakan masih

berada di bawah masing-masing allowable stress.

4. Dari hasil perhitungan resultant tegangan, diperoleh nilai tegangan geser maksimum pada expansion loop sebesar 3316,83 Psi untuk Z Bend loop dengan radius 12 inchi.

## 5. UCAPAN TERIMA KASIH

Terimakasih kepada bapak George Endri Kusuma, ST.,M.Sc.Eng. Dan Bu Nora Amelia Novitrie, ST., MT. atas arahan dan bimbingannya selaku dosen pembimbing. Terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu terselesaikannya Tugas Akhir ini.

## 6. PUSTAKA

- Agustinus, D. (2009). PENGANTAR PIPING STRESS ANALYSIS. Jakarta : Entry Augustino Publisher

- ASME. (2013). ASME Code For Process

Piping B.31.3 New York : THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.

- Chamsudi, A. (2005). DIKTAT – PIPING STRESS ANALYSIS. Jakarta : REKAYASA INDUSTRI.

- Grinnel ITT (1981), Piping Design and Engineering, ITT Grinnel Corporation. USA

- Kannappan, S. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. U.S.A : John Wiley & Sons Inc.

- MW Kellogg Company. (1956). DESIGN OF PIPING SYSTEMS. U.S.A : John Wiley & Sons.

- Nayyar, M, L. (2000). PIPING HANDBOOK. U.S.A : McGraw Hill Inc.

- Smith, P. R., & Van Laan, T. J. (1987), PIPING AND PIPE SUPPORT SYSTEM. U.S.A : McGraw Hill Inc.

- TIJARA PRATAMA. (2004). ANALISA DASAR PELATIHAN TEGANGAN PIPA. Jakarta : TIJARA PRATAMA Inc.

- Cengel. Y. A.(2002). Heat Transfer Second Edition.

Halaman Ini sengaja Dikosongkan