

## Analisa Tegangan *New Critical Line Pipe* dari *Discharge Compressor Scrubber Train* menuju *Tie In Point Existing MP Gas Scrubber Pipe* pada Sistem *CO<sub>2</sub> Removal* Di Fasilitas Produksi Cilamaya Utara

Muhammad Rukman Guyen<sup>1\*</sup>, Heroe Poernomo<sup>2</sup>, Pekik Mahardhika<sup>3</sup>

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>1,2,3</sup>

Email: [rukmanuguyen@gmail.com](mailto:rukmanuguyen@gmail.com)<sup>1\*</sup>; [heroep@poltera.ac.id](mailto:heroep@poltera.ac.id)<sup>2\*</sup>; [pekikmahardhika@ppns.ac.id](mailto:pekikmahardhika@ppns.ac.id)<sup>3\*</sup>;

**Abstract** - North Cilamaya Station is a plant to receive production which comes from the structure of North Cilamaya (CLU), East Cilamaya (CLT) and Bambu Gunung (BBU), so that additional production facilities are needed in North Cilamaya. One of the facilities piping system that connects Discharge Compressor Scrubber Train to Tie in point. This pipeline has 6 line numbers diameter of 6" and 10" with a design temperature of 350° F, therefore the load and expansion of heat received by the pipe is very large so that it needs proper calculations and simulations. Stress analysis in this final project focuses on static stress analysis and flexibility of the pipe which includes stress due to sustained load, thermal load, and nozzle load. From the above problems analyzed by comparing manual calculation with running results on CAESAR II software so that the stress value can be determined according to the limits of ASME B31.3. The results of manual calculations and CAESAR II software show the sustained loads, thermal loads and nozzle loads on the piping system is below the allowable limit value. So, from the results of the manual calculations or CAESAR II software states that the piping system is safe when operating.

**Keyword:** nozzle load, pipe flexibility, stress analysis, sustained load, thermal expansion

### 1. PENDAHULUAN

Stasiun Pengumpul (SP) Cilamaya Utara (CLU) merupakan suatu plant diperuntukan menerima hasil produksi yang berasal dari struktur Cilamaya Utara (CLU), Cilamaya Timur (CLT) dan Bambu Gunung (BBU). Secara umum kapasitas produksi SP Cilamaya Utara adalah 40 MMSCFD dan 1600 BLPD, namun apabila dibandingkan dengan laju produksi harian saat ini dimana produksi liquid yang masuk ke SP Cilamaya Utara sebesar 3700 BPLD atau melebihi kapasitas yang di desain sehingga diperlukan penyempurnaan fasilitas produksi Cilamaya Utara. Pada plant Stasiun Pengumpul (SP) Cilamaya Utara (CLU) memiliki sistem perpipaan yang sangat kompleks dan memiliki beberapa line yang masuk dalam kriteria *Critical Line*. Untuk penentuan kriteria *Critical Line* dapat dilihat berdasarkan Grafik *Temperature and Pipe Sizing* [2] dan *Critical selection list* [3]. *Critical line* yang dianalisa pada pengerjaan tugas akhir

ini adalah jalur perpipaan baru yang menyalurkan gas hasil pemurnian dari *Scrubber* yang dialirkan menggunakan *Discharge Compressor Scrubber* menuju *Tie in point existing pipe* proyek.

Pengembangan Fasilitas Produksi Cilamaya Utara yang nantinya akan dikirim melalui *trunkline* 10" sepanjang 10 KM ke Terminal Balongan. Jalur perpipaan ini memiliki 6 *line number* berdiameter 6" & 10" dengan *design temperature* sebesar 350° F, dengan demikian beban dan ekspansi panas yang diterima pipa sangat besar sehingga perlu adanya perhitungan dan simulasi yang tepat, antara lain perhitungan peletakan *support* yang berpengaruh penting terhadap keberhasilan sistem perpipaan. Perhitungan Analisa Tegangan pada sistem perpipaan ini juga dibantu dengan *software* komputer yaitu CAESAR II. Maka dari itu pengerjaan tugas akhir ini menitikberatkan pada perancangan *support* dan analisa tegangan pipa untuk memenuhi kriteria keamanan dari *critical line* yang dianalisa. Standar yang akan digunakan sebagai acuan dalam dalam perhitungan analisa tegangan adalah ASME B31.3.

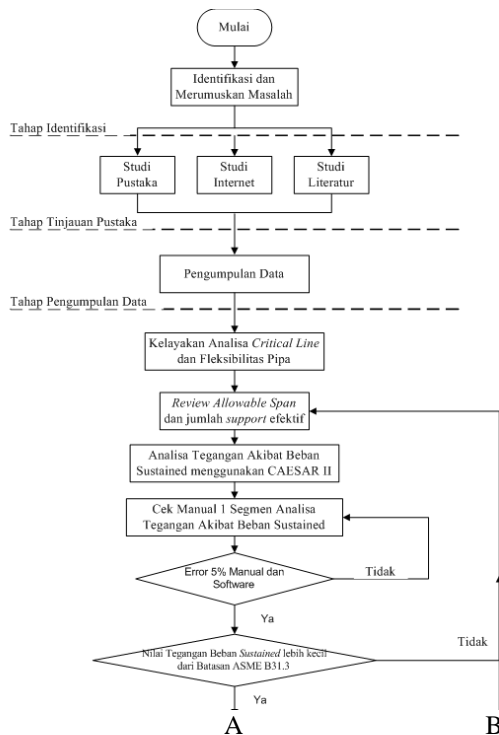
## 2. METODOLOGI.

### 2.1 Panjang Artikel

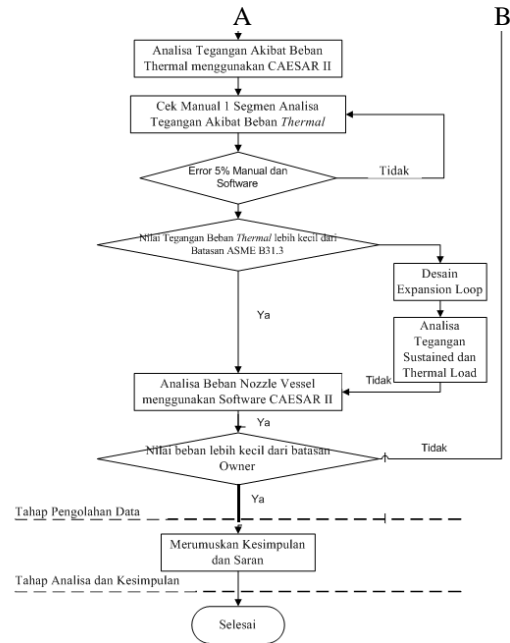
Proses pengerjaan Tugas Akhir dimulai dengan mengidentifikasi topik dan merumuskan masalah dari topik yang dipilih, dilanjutkan dengan penentuan dari pembuatan Tugas Akhir. Pengumpulan referensi dan data yang dikaji dalam proses pembuatan Tugas Akhir didapatkan dari data perusahaan dan studi literatur.

Setelah mendapatkan data untuk Pengerjaan Tugas Akhir dilanjutkan dengan pengolahan data dengan tahapan berikut:

- 1) Review perhitungan allowable span optimal berdasarkan limitation allowable deflection dan limitation of stress.
- 2) Perhitungan fleksibilitas pipa pada critical line.
- 3) Perhitungan tegangan akibat Sustained Load.
- 4) Perhitungan tegangan akibat Thermal Load.
- 5) Perhitungan besarnya gaya dan momen nozzle akibat operation load dan sustain load yang terjadi pada critical line.



Gambar 1a. Diagram alir penelitian



Gambar 2b. Diagram alir penelitian

## 2.2 Formula Matematika

### 2.2.1 Allowable Span

$$L = \frac{\sqrt{0.4ZSh}}{w} \quad \text{Limitation of stress} \quad (1)$$

$$L = \frac{\sqrt{\Delta EI}}{13.5 w} \quad \text{Limitation of deflection} \quad (2)$$

Keterangan:

L = allowable pipe span (in)

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

Sh = allowable tensile stress pada temperatur tinggi (lb/in<sup>2</sup>)

W = berat total pipa (lb/in)

E = Modulus Elastisitas (lb/in<sup>2</sup>)

### 2.2.2 Fleksibilitas 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 > K1, maka analisis formal diperlukan, namun bila hasil perhitungan menyatakan ≤ K1, maka tidak diperlukan analisis formal, dan perhitungan tegangan tetap dilakukan namun tidak mendetail.

$$\frac{Do \cdot \Delta L}{(L-U)} \leq K1 \quad (3)$$

Dimana:

do = Diameter luar pipa (m)

Δl = Pemuaian yang harus diserap pipa (mm)

L = Panjang semua pipa antara dua ankor (m)

U = Jarak langsung antar dua ankor (m)

K1 = 208.3

### 2.2.3 Sustained Load

*Sustained load* adalah total dari *longitudinal stress* yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan (ASME B31.3 2014), sehingga dapat dikatakan istilah lain dari *sustained load* adalah *longitudinal stress*, jenis tegangan dari *longitudinal stress* meliputi *axial stress*, *pressure stress*, dan *bending stress* ketiga persamaan ini ditunjukkan pada Persamaan (4) (5) (6).

$$\sigma_a = \frac{P \times A_i}{A_m} \quad (4)$$

$$\sigma_b = \frac{M \times C}{I} \quad (5)$$

$$\sigma_{lp} = \frac{P \times A_i}{A_m} = \frac{P \times d_i^2}{d_o^2 - d_i^2} = \frac{P \times d_i^2}{4 \times t \times d_m} = \frac{P \times d_o}{4t} \quad (6)$$

Keterangan :

P = Gaya tekan *internal* (lb/in<sup>2</sup>)

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

M = Momen *bending* (in-lb)

C = Jarak dari *netral axis* (in)

A<sub>i</sub> = Luas permukaan dalam pipa (in<sup>2</sup>)

A<sub>m</sub> = Luas rata-rata permukaan pipa (in<sup>2</sup>)

t = Tebal pipa (in)

### 2.2.4 Thermal Load

Akibat dari temperatur fluida alir dan sifat material pipa, dapat menyebabkan terjadinya perpanjangan pada pipa (ekspansi). Untuk pipa lurus analisa *Thermal load* ekspansi berdasarkan metode *guided cantilever*, *guided cantilever* adalah *cantilever beam* yang ditahan pada salah satu ujungnya, untuk pipa lurus dibawah beban *Thermal load* ekspansi perlakuan metode *guided cantilever*.

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2} \quad (7)$$

$$\Delta = \alpha \times L \times \Delta T \quad (8)$$

Keterangan:

Δ = *displacement* (in)

M = momen yang terjadi pada tumpuan (in.lb)

I = momen *inersia* (in<sup>4</sup>)

L = panjang pipa (in)

E = modulus elastisitas (lb/in<sup>2</sup>)

### 2.2.5 Evaluasi beban nozzle

Beban sebenarnya (aktual) yang terjadi pada nozzle berdasarkan hasil analisa suatu sistem perpipaan dapat dikatakan aman apabila beban tersebut dapat diterima atau berada pada zona ambang batas beban yang diperkenankan yang telah ditetapkan oleh standar API 610 untuk pompa dan WRC 297 untuk bejana (vessel) (Chamsudi, 2005). Batasan beban (gaya dan momen) yang terjadi pada nozzle equipment akibat beban operating dan Sustain load sistem perpipaan (Nayyar, 2000).

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Jarak Antar Penyangga (Support)

Dengan mengasumsikan sebagai *simply supported beam* maka persamaan yang digunakan berdasarkan batasan tegangan atau batasan defleksi.

Dalam pengerjaan ini digunakan persamaan (1) dan (2)

- Berat Pipa =  $\frac{1}{4} \times \pi \times (d_o^2 - d_i^2) \times \text{density pipa} \times 12 = \frac{1}{4} \times \pi \times (10.75^2 - 10.02^2) \times 0.283 \times 12 = 40.44$  lb/ft
- Berat Fluida =  $\frac{1}{4} \times \pi \times (d_i^2 \times 12) \times \text{density fluida} = \frac{1}{4} \times \pi \times (10.02^2 \times 12) \times 1.8485 = 1.01$  lb/ft
- Berat Total = Berat Pipa + Berat Fluida = 40.44 + 1.01 = 41.45 lb/ft

Based on limitation of stress

$$= \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S_h}{W}}$$

$$= \sqrt{\frac{0.4 \times 29.9 \times 19950}{41.45}}$$

$$= 75.87 \text{ ft}$$

$$= 23.13 \text{ m}$$

Based on limitation of

$$= \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{13.5 W}}$$

allowable deflection

$$= \sqrt[4]{\frac{0.5 \times 27200000 \times 160.7}{13.5 \times 41045}}$$

$$= 44.47 \text{ ft} = 13.56 \text{ m}$$

Dari perhitungan dapat dipilih hasil terkecil antara 23.13 m dan 13.56 m, Jadi jarak span yang diijinkan maksimal 13.56 m.

### 3.2 Fleksibilitas pipa

Jarak *anchor* ke *anchor* pada sumbu X (LX) = 34.85 m x 1.96 mm/m

Jarak *anchor* ke *anchor* pada sumbu Y (LY) = 14.91 m x 1.96 mm/m

Jarak *anchor* ke *anchor* pada sumbu Z (LZ) = 122 m x 1.96 mm/m

Resultant jarak *anchor* ke *anchor* (Y) =

$$= \sqrt{LX^2 + LY^2 + LZ^2}$$

$$= \sqrt{68.25^2 + 29.2^2 + 127.75^2}$$

$$= 250.18 \text{ mm}$$

Do = 273.05 mm

L = 34.85 + 14.91 + 122 = 171.76 m

$$U = \sqrt{34.85^2 \text{ m} + 14.91^2 \text{ m} + 122^2 \text{ m}}$$

$$= 127.75 \text{ m}$$

$$\frac{D_o \cdot Y}{(L-U)^2} \leq K1$$

$$\frac{273.05 \text{ mm} \times 250.18 \text{ mm}}{(171.76 \text{ m} - 127.75 \text{ m})^2} \leq 208 \text{ mm}^2 / \text{m}^2$$

$$35.27 \leq 208$$

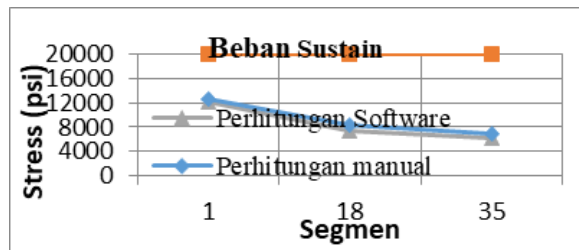
Maka sistem perpipaan tersebut sudah cukup fleksibel untuk menyerap ekspansi akibat perubahan temperatur yang terjadi. Perhitungan tegangan akibat beban ekspansi termal dengan menggunakan CAESAR II 2014 dilakukan hanya untuk memastikan keamanan dari sistem perpipaan tersebut.

### 3.3 Beban sustain (Sustained Load)

Nilai tegangan sustain pada sistem perpipaan dapat dihitung dengan menggunakan rumus (4), (5), (6). Dan hasil perhitungan tertera pada tabel 1.

Segmen	Sustained Load (Manual) lb/in <sup>2</sup>	Sustained Load (Software) lb/in <sup>2</sup>	Allowable Stress (Sustained Load) lb/in <sup>2</sup>	Ratio (%)	Accept / Reject
1	12687.29985	12103.66	19950	4.6	Accept
18	8250.85	7444.29	19950	9.78	Accept
35	6862.86	6306.19	19950	7.63	Accept

Tabel 1 Perbandingan perhitungan manual dan software tegangan sustain



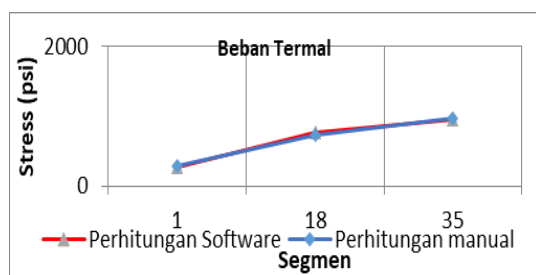
Gambar 2 Grafik perbandingan nilai tegangan sustain manual dan software

### 3.4 Beban termal (Thermal load)

Nilai tegangan termal pada sistem perpipaan dapat dihitung dengan menggunakan rumus (7), (8). Dan hasil perhitungan tertera pada tabel 2.

Tabel 2 Perbandingan perhitungan manual dan software tegangan termal

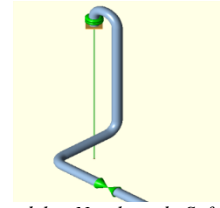
Segmen	Thermal Load (Manual) lb/in <sup>2</sup>	Thermal Load (Software) lb/in <sup>2</sup>	Allowable Stress (Sustained Load) lb/in <sup>2</sup>	Ratio (%)	Accept / Reject
1	284.83	272.62	29987.5	4.29	Accept
18	725.91	773.85	29987.5	6.19	Accept
35	973.17	957.89	29987.5	1.57	Accept



Gambar 3 Grafik perbandingan nilai tegangan termal manual dan software.

### 3.5 Evaluasi beban nozzle menggunakan software CAESAR II

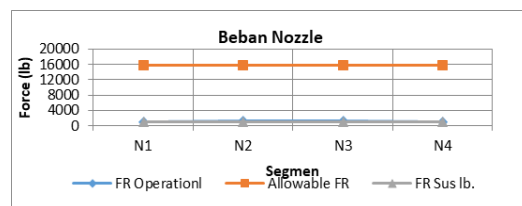
Pemodelan beban nozzle pada sistem perpipaan di Fasilitas Produksi Cilamaya Utara line number 6"-PG-368-A03B, 6"-PG-369-A03B, 6"-PG-370-A03B, 6"-PG-371-A03B menggunakan bantuan software CAESAR II. Beban yang terjadi diakibatkan oleh beban *operation* dan beban *sustained* yang ditunjukkan pada gambar 4 berikut :



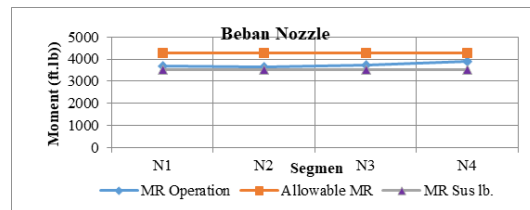
Gambar 4 Pemodelan Nozzle pada Software CAESAR II

Tabel 3 Perbandingan antara nilai batasan dan nilai beban nozzle

NOZZLE LOAD	FR Ope lb.	MR Ope ft.lb	FR Sus lb.	MR Sus ft.lb	Allowable FR lb.	Allowable MR ft.lb	Accept/Reject
N 100	1070.573	3668.43	1060.0061	3499.13262	15876	4270.371	Accept
N 290	1139.458	3653.144	1118.0018	3517.80249	15876	4270.371	Accept
N 390	1135.312	3735.994	1116.004	3524.27888	15876	4270.371	Accept
N 490	1128.026	3883.494	1117.0045	3518.41383	15876	4270.371	Accept



Gambar 5 Grafik perbandingan nilai FR dan Allowable FR.



Gambar 6 Grafik perbandingan nilai MR dan Allowable MR.

## 4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain sebagai berikut :

- Dari perhitungan didapatkan hasil batas maksimal span yang diperbolehkan dipilih dari hasil terkecil antara 23.13 m dan 13.56 m, Jadi jarak span yang diijinkan maksimal 13.56 m. Sedangkan jarak terpanjang pada sistem perpipaan adalah 12m. Sehingga jarak span pada sistem perpipaan masih aman tidak melebihi batasan maksimal span. Dan jumlah *support* yang digunakan sejumlah 27 *support*.
- Nilai fleksibilitas pipa yang terjadi pada sistem perpipaan sebesar 35.27 mm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup> dengan batasan maksimum 208 mm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup> sehingga sistem dapat disimpulkan bahwa sistem perpipaan tersebut masih cukup fleksibel untuk menyerap ekspansi akibat perubahan temperature yang terjadi.
- Nilai tegangan tertinggi akibat *sustained load* pada hasil perhitungan manual terjadi pada segmen 1 sebesar 12687.23 lb/in<sup>2</sup> dan hasil *running software* sebesar 12103.66 lb/in<sup>2</sup>. Sedangkan *allowable stress* untuk *sustained load* sebesar

19950 lb/in<sup>2</sup>. Sehingga beban masih dibawah allowable stress yang diijinkan.

4. Nilai tegangan tertinggi akibat termal ekspansi terjadi pada segmen 17 dengan hasil perhitungan manual sebesar 4718.44 lb/in<sup>2</sup> dan tertinggi untuk hasil running software CAESAR II pada segmen 28 sebesar 3828 lb/in<sup>2</sup>. Sedangkan *allowable stress* untuk *sustained load* sebesar 29987.5 lb/in<sup>2</sup>. Sehingga beban masih dibawah allowable stress yang diijinkan.
5. Nilai beban gaya dan momen nozzle tertinggi yang terjadi pada keempat nozzle sistem perpipaan yaitu resultan gaya pada N2 sebesar 1139,458 lb dan 1118.0018 lb. Didapatkan juga nilai tertinggi untuk resultan momen pada N4 sebesar 3883.494 ft.lb dan 3518.41 ft.lb. Dari nilai resultan gaya dan momen tersebut keduanya masih kurang dari batasan gaya dan momen yang diizinkan sehingga nozzle tersebut aman saat beroperasi.

## 5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT atas berkat, rahmat dan hidayah-Nya Penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan lancar dan tepat waktu.
2. Kedua orang tua (Alm. Bapak Azis Guyen dan Ibu Vitri) yang telah memberikan begitu banyak nasehat hidup, kasih sayang, doa, dukungan moril serta materil, dan segalanya bagi penulis.
3. Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc, M.RINA selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Bapak Heroe Poernomo, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
5. Bapak Pekik Mahardhika, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir. Seluruh staf pengajar Program Studi Teknik Perpipaan yang telah memberikan banyak ilmu kepada penulis selama masa perkuliahan.
6. Semua teman-teman *piping engineering* 2014, khususnya TP 2014 B yang telah memberikan bantuan berupa semangat, keceriaan, dan ilmu selama penulisan tugas akhir.
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu.

## 7. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Agustinus, Donny. (2009). Pengantar Piping Stress Analysis. Jakarta: Entry Augustino Publisher. ASME (2014). ASME B31.3-2014, Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31. The American Society of Mechanical Engineering, U.S.A.

- [2] Chamsudi, Achmad. (2005). Piping Stress Analysis. Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK, Serpong.
- [3] DNV RP D101. (2008). Structural Analysis of Piping Systems. Hovik: Det Norske Veritas. Grinnel ITT (1981), Piping Design and Engineering, ITT Grinnel Corporation, U.S.A.
- [4] Hasan, M, Pekik Mahardhika dan Emie Santoso., 2017. DESAIN EXPANSION LOOP PADA LINE 116SV203-150-16H20 FATY ACID DESTILATION PT.WILMAR NABATI INDONESIA. In: PPNS (Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya), 2nd Conference On Piping Engineering and Its Application (CPEAA) 2017. Surabaya, Indonesia 23 September 2017. Indonesia: Surabaya.
- [5] Kannappan, Sam. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
- [6] Maulana, Arief (2016). Perhitungan Tegangan Pipa Dari Discharge Kompresor Menuju Air Cooler Menggunakan Software Caesar II 5.10 Pada Proyek Gas Lift Compressor Station. JTM Vol. 05, No. 2, Juni 2016, Universitas Mercubuana, Jakarta.
- [7] Nayyar, M.L. (2000). PIPING HANDBOOK. U.S.A; Mc Graw Hill Inc.
- [8] TIJARA PRATAMA. (2004). ANALISA DASAR PELATIHAN TEGANGAN PIPA. Jakarta : TIJARA PRATAMA Inc.

**(HAMALAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**