



SKRIPSI - ME141501

**PIPE STRESS ANALYSIS PADA PIPA HEADER 12 INCHI DI
TERMINAL LPG SEMARANG (STUDI KASUS TERJADI
PENURUNAN TANAH)**

Ribhi Naufal Azmi

NRP. 04211440000050

Dosen Pembimbing

Taufik Fajar Nugroho, ST., M.Sc.

Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2018

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”



FINAL PROJECT - ME141501

**PIPE STRESS ANALYSIS ON HEADER PIPE 12 INCH IN
STATION LPG OF SEMARANG (STUDY CASE BECAUSE OF
LAND SUBSIDENCE)**

Ribhi Naufal Azmi

NRP. 0421144000050

Supervisor :

Taufik Fajar Nugroho, ST., M.Sc.

Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING

Faculty of Marine Technology

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2018

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**PIPE STRESS ANALYSIS PADA PIPA HEADER 12 INCHI DI TERMINAL
LPG SEMARANG (STUDI KASUS TERJADI PENURUNAN TANAH)
SKRIPSI**

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi Marine Machinery and System (MMS)

Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

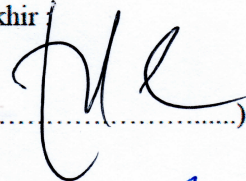
Ribhi Naufal Azmi

NRP. 0421144000050

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir

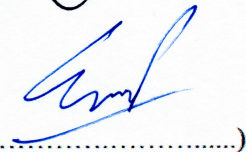
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc

NIP. 1976 0310 2000 03 1001

(.....)


Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

NIP. 1992 2017 11048

(.....)


SURABAYA

27 Juli 2018

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PIPE STRESS ANALYSIS PADA PIPA HEADER 12 INCHI DI TERMINAL LPG SEMARANG (STUDI KASUS TERJADI PENURUNAN TANAH)

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi Marine Machinery and System (MMS)

Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

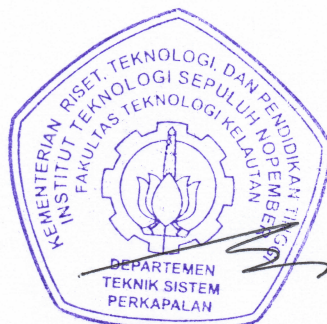
Oleh :

Ribhi Naufal Azmi

NRP. 04211440000050

Disetujui oleh :

Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan



Dr.Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.

NIP. 1977 0802 2008 01 1007

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

PIPE STRESS ANALYSIS PADA PIPA HEADER 12 INCHI DI TERMINAL LPG SEMARANG (STUDI KASUS TERJADI PENURUNAN TANAH)

Nama Mahasiswa : Ribhi Naufal Azmi
NRP : 0421144000050
Dosen Pembimbing I : Taufik Fajar Nugroho, S.T.,M.Sc
Dosen Pembimbing II : Ede Mehta Wardhana, S.T, M.T.

ABSTRAK

Terminal LPG merupakan sebuah perusahaan yang bergerak di bidang *oil and gas* yaitu sebagai penerima, pencampur, penimbun, serta pendistribusian LPG ke berbagai wilayah di Indonesia. Selama proses pengoperasiannya, Terminal LPG memiliki potensi berbahaya yang bisa disebabkan oleh faktor lingkungan seperti penurunan tanah yang sering terjadi di kota Semarang. Pada tugas akhir ini akan dianalisa pengaruh dari penurunan tanah terhadap tingkat fleksibilitas suatu pipa pada sistem perpipaan yang biasa dikenal dengan *pipe stress analysis*. Tujuan dari analisa pipa ini adalah untuk mengetahui nilai *stress* dan beban yang diterima oleh pipa pada saat pengoperaiannya, sehingga bisa diketahui tingkat keamanan dari pipa tersebut. Perhitungan tegangan pipa ini mengacu pada *code* atau *standard* ASME B31.3, dimana analisis tegangan dilakukan dengan pemodelan menggunakan *software* Caesar II V.8.0. Dalam proses pemodelannya dilakukan variasi pembebanan seperti variasi beban *pressure*, ketebalan pipa dan elevasi nilai penurunan tanah. Berdasarkan hasil analisa dan perhitungan tegangan pipa serta simulasi menggunakan *software* Caesar II V.8.0 dapat diketahui bahwa pipa header 12 inch di Terminal LPG Semarang TIDAK mengalami stress, sehingga aman untuk digunakan. Ketebalan pipa (*wall thickness*) yang diizinkan agar pipa tidak mengalami *stress* pada saat tekanan operasi dan temperature tetap adalah lebih besar dari 0,15 inch serta tekanan operasi yang diizinkan agar pipa tidak mengalami *stress* pada ketebalan pipa 0,4 (*schedule* 40) adalah kurang dari 725 Psi (25 Bar). Tegangan pada pipa header 12 Inchi akan terjadi apabila jarak span (jarak antar support) lebih besar dari 25 m dan elevasi penurunan tanah lebih besar dari 1 inchi (25,4 mm) dengan tekanan operasi dan temperatur tetap.

Kata Kunci : Terminal LPG, Pipe stress analysis, ASME B31.3, Caesar II

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

PIPE STRESS ANALYSIS ON HEADER PIPE 12 INCH IN STATION LPG OF SEMARANG (STUDY CASE BECAUSE OF LAND SUBSIDENCE)

Nama Mahasiswa : Ribhi Naufal Azmi
NRP : 0421144000050
Dosen Pembimbing I : Taufik Fajar Nugroho, S.T.,M.Sc
Dosen Pembimbing II : Ede Mehta Wardhana, S.T, M.T.

ABSTRACT

LPG station is a company engaged in the field of oil and gas as a recipient, mixing, stockpiling, and distribution of LPG to various regions in Indonesia. During the process of operation, LPG stations have potentially dangerous that can be caused by environmental factors such as land subsidence that often occur in the city of Semarang. In this final project will be analyzed the effect of the decrease of soil to the level of flexibility of a pipe in the piping system. The purpose of this pipe stress analysis is to know the value of stress and load received by the pipe at the time of operation, so it can be known the level safety of the pipe. This pipe stress calculation refers to the code or standard ASME B31.3, where the stress analysis is performed by modeling using software Caesar II V.8.0. In the modeling process carried out variations of loading such as pressure load variation, wall thickness of pipe and elevation of soil degradation value. Based on the results of pipe stress analysis and calculation with simulation using software Caesar II V.8.0 we know that the header pipe 12-inch in station LPG of Semarang is NOT stress, so it is safe to be use. The wall thickness of the pipe allowed for the pipe to be unstable when the operating pressure and fixed temperature is greater than 0.15 inch and the operating pressure allowed for the pipe to not stress at 0.4 (schedule 40) pipe thickness is less of 725 Psi (25 Bars). The header pipe 12-inch will occur when the pipe span (distance between support) is greater than 25 m and the ground drop elevation is greater than 1 inch (25.4 mm) with operating pressure and fixed temperature.

Keywords: *LPG station, Pipe stress analysis, ASME B31.3, Caesar II*

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala limpahan rahmat, hidayah dan karunia-NYA, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan lancar. Sholawat serta salam juga penulis haturkan kepada Rasulullah Muhammad SAW beserta sahabat. Tugas Akhir saya ini berjudul **“PIPE STRESS ANALYSIS PADA PIPA HEADER 12 INCHI DI TERMINAL LPG SEMARANG (STUDI KASUS TERJADI PENURUNAN TANAH)”**. Tugas Akhir ini disusun guna memenuhi persyaratan dalam menyelesaikan Studi Kesarjanaan (S1) di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan (FTK), Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS).

Dalam proses penyusunan tugas akhir ini penulis mendapatkan banyak bantuan dan motivasi dari berbagai pihak dari awal pengerjaan hingga akhirnya terselesaikan. Maka dari itu, dengan setulus hati penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih kepada :

1. Ayah dan Ibu yang selalu memberikan bantuan baik dalam bentuk do'a , materi, maupun motivasi. Serta saudara dan segenap keluarga yang selalu memberikan motivasi dan do'a hingga tugas akhir ini selesai
2. Taufik Fajar Nugroho,S.T.,M.Sc selaku dosen pembimbing 1 , atas bimbingan, pengarahan, dan motivasi yang diberikan selama pengerjaan penelitian Tugas Akhir ini
3. Ede Mehta Wardhana, S.T. M.T selaku dosen pembimbing 2, atas bimbingan, pengarahan, dan motivasi yang diberikan selama pengerjaan penelitian Tugas Akhir ini
4. Dr. Eng. M Badruz Zaman,S.T.,M.T selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan
5. Raja Oloan Saut Gurning, ST., M.Sc., Ph.D selaku dosen wali. atas segala motivasi dan bantuan yang telah diberikan selama kuliah di Departemen Teknik Sistem Perkapalan ini
6. Ibu Ody selaku HRD di Terminal LPG Semarang yang telah memberi kesempatan untuk mengambil data untuk digunakan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini
7. Bapak Agung beserta staff *maintenance* di Terminal LPG Semarang ditengah kesibukannya bekerja, dengan baik dan sabar memberikan bimbingan dan arahan serta penjelasan data-data untuk penulis dalam menjawab beberapa permasalahan dalam penyusunan Tugas Akhir ini
8. Seluruh teknisi, member dan grader Laboratorium *Marine Machinery and System (MMS)* yang telah memberikan dukungan dan bantuan kepada penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir
9. Teman-teman Mercusuar'14 yang selalu memberi semangat dan motivasi dalam penyelesaian Tugas Akhir
10. Jambret Family yang selalu memberikan support dan menemani selama perkuliahan di Surabaya

11. Andri Indriawan selaku rekan Tugas Akhir serta partner dalam mencari data di Terminal LPG Semarang
12. Dedy Ardiansyah serta teman-teman kos-kosan KTT 24 yang selalu memberikan hiburan ketika penulis merasa *low motivation*
13. Dini Nur Hayati selaku perempuan yang ada di hati penulis yang selalu memberikan dorongan, semangat, motivasi serta do'anya dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini
14. Kepada rekan – rekan dan serta semua pihak yang tidak bisa saya sebutkan satu-satu yang telah bersedia menemani saya untuk berdiskusi dan bertukar ide, gagasan dan pemikiran selama pengerjaan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan tugas akhir ini masih jauh dari sempurna. Semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat kepada para pembaca , bangsa dan negara. Akhir kata semoga Allah SWT melimpahkan berkah dan rahmat-NYA kepada kita semua. Semoga laporan Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kita semua khususnya yang membaca. Aamiin.

Surabaya, 27 Juli 2018

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK.....	ix
ABSTRACT.....	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxiii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Manfaat.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Umum.....	5
2.2 Standar dan Code Sistem Perpipaan.....	5
2.3 Beban Beban pada Sistem Perpipaan.....	6
2.3.1 Beban Sustain (<i>Sustained Load</i>).....	6
2.3.2 Beban ekspansi (<i>Expansion Load</i>).....	6
2.3.3 Beban operasi (<i>Operation Load</i>).....	7
2.3.4 Beban occasional (<i>Occasional Load</i>).....	7
2.4 Tegangan-Tegangan pada Sistem Perpipaan.....	8
2.4.1 Tegangan Normal.....	8
2.4.2 Tegangan Geser.....	12
2.5 Desain Pipa Berdasarkan Berat (Bobot Mati).....	14
2.5.1 Tegangan atau defleksi karena beban bobot mati.....	15
2.5.2 Jarak antar support maksimum (<i>maximum pipe span</i>).....	16
2.6 <i>Support</i> (Penyangga Pipa).....	16

2.6.1 Jenis-jenis <i>support</i>	16
2.6.2 <i>support</i> objek perancangan	19
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	21
3.1 Umum	21
3.2 Studi Kasus	21
3.2.1 Spesifikasi pipa	21
3.2.2 Spesifikasi fluida	22
3.2.3 Elevasi <i>support</i>	22
3.3 Flow Chart	23
3.4 Metodologi Penelitian	24
3.4.1 Identifikasi dan perumusan masalah	24
3.4.2 Studi pustaka dan literatur	24
3.4.3 Pengumpulan data	24
3.4.4 Piping design data	24
3.4.5 Analisa perhitungan tegangan	24
3.4.6 Pemodelan menggunakan software Caesar II V.8.0	25
3.4.7 Kesimpulan dan saran	25
3.5 Pengenalan Software Caesar II V.8.0	25
3.6 Prosedur simulasi menggunakan software Caesar II V.8.0	26
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	31
4.1 Analisa Data	31
4.2 Perhitungan Tegangan Pipa	31
4.2.1 Perhitungan tegangan pipa karena beban tetap (<i>Sustained Load</i>)	31
4.2.2 Perhitungan tegangan pipa karena beban ekspansi (<i>Expansion Load</i>)	34
4.3 Pemodelan Sistem Perpipaan pada Isometric dan Caesar II	37
4.4 Hasil Analisa dengan Menggunakan Software Caesar II V.8.0	47
4.4.1 Analisa CAESAR Pada Line 8”-LPG-B-114	48
4.4.2 Analisa CAESAR Pada Line 8”-LPG-B-124	50
4.4.3 Analisa CAESAR Pada Line 8”-LPG-B-134	51
4.4.4 Analisa CAESAR Pada Line 8”-LPG-B-144	52
4.4.5 Analisa CAESAR Pada Line 12”-LPG-B-102	53
4.5 Koreksi error antara perhitungan berdasarkan ASME B31.3 dengan perhitungan menggunakan software Caesar II V.8.0	56

4.6 Analisa tegangan pipa header 12 inch dengan tekanan pipa tetap (87 Psi) dan ketebalan pipa yang berbeda.....	57
4.5.1 Perhitungan tegangan pipa model 1 (0,15 inch)	57
4.5.2 Perhitungan tegangan pipa model 2 (0,25 inch)	58
4.5.3 Perhitungan tegangan pipa model 3 (0,35 inch)	58
4.5.4 Perhitungan tegangan pipa model 4 (0,45 inch)	59
4.7 Analisa tegangan pipa header 12 inch dengan ketebalan pipa tetap (0,4 inch) dan tekanan pipa yang berbeda.....	61
4.7.1 Perhitungan tegangan pipa model 1 (362 Psi)	61
4.7.2 Perhitungan tegangan pipa model 2 (725 Psi)	62
4.7.3 Perhitungan tegangan pipa model 3 (1087 Psi)	63
4.7.4 Perhitungan tegangan pipa model 4 (1450 Psi)	64
4.8 Perhitungan jarak support (<i>span</i>)	67
4.8.1 Perhitungan Jumlah Support Line 8”-LPG-B-114	67
4.8.2 Perhitungan Jumlah Support Line 8”-LPG-B-124	69
4.8.3 Perhitungan Jumlah Support Line 8”-LPG-B-134	70
4.8.4 Perhitungan Jumlah Support Line 8”-LPG-B-144	72
4.8.5 Perhitungan Jumlah Support Line 12”-LPG-B-102	73
4.8.6 Analisa pengaruh <i>pipe span</i> (jarak support) terhadap elevasi penurunan tanah	75
BAB V KESIMPULAN	77
5.2 Kesimpulan	77
5.2 Saran.....	77
DAFTAR PUSTAKA	79
LAMPIRAN.....	81
BIODATA PENULIS	97

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Pipa Header 12 Inchi	5
Gambar 2. 2 Arah gaya aksial pipa	9
Gambar 2. 3 arah gaya akibat tekanan pipa.....	9
Gambar 2. 4 bending momen	10
Gambar 2. 5 tegangan tangensial	11
Gambar 2. 6 shear stress.....	12
Gambar 2. 7 torsional stress	13
Gambar 2. 8 <i>pinned support</i>	15
Gambar 2. 9 <i>fixed support</i>	15
Gambar 2. 10 <i>Support Hanger</i>	17
Gambar 2. 11 <i>Support Hanger</i>	17
Gambar 2. 12 <i>Pipe Restraints</i>	18
Gambar 2. 13 <i>U Bolt Support</i>	19
Gambar 2. 14 Grafik Pemilihan Kategori	19
Gambar 3. 1 <i>Flowchart</i> penelitian.....	23
Gambar 3. 2 Software Caesar II	25
Gambar 3. 3 Tampilan Awal Caesar II ver. 8.0	26
Gambar 3. 4 Data satuan yang digunakan dalam pemodelan.....	27
Gambar 3. 5 Piping input pada Caesar II ver. 8.0	27
Gambar 3. 6 Error dan warning pada saat terjadi kesalahan	28
Gambar 3. 7 Error dan warning pada saat tidak terjadi kesalahan	28
Gambar 3. 8 Pemilihan jenis beban pada pemodelan.....	29
Gambar 4. 1 Gambar lokasi penelitian di Terminal LPG Semarang.....	31
Gambar 4. 2 Gambar Isometric 12"-LPG-B -102	38
Gambar 4. 3 Gambar Isometric 8"-LPG-B-114	38
Gambar 4. 4 Gambar Isometric 8"-LPG-B-124	39
Gambar 4. 5 Gambar Isometric 8"-LPG-B-134	39
Gambar 4. 6 Gambar Isometric 8"-LPG-B-144	40
Gambar 4. 7 Membuat new file di Caesar II	40
Gambar 4. 8 Satuan yang digunakan dalam Caesar II.....	41
Gambar 4. 9 Pembuatan Node awal	42
Gambar 4. 10 Jenis Material yang digunakan pada CAESAR II	42
Gambar 4. 11 Pemilihan kode standar yang akan digunakan.....	43
Gambar 4. 12 Pembuatan Tumpuan	43
Gambar 4. 13 Pembuatan Ball Valve	44
Gambar 4. 14 Pembuatan Bengkokan (Elbow)	44
Gambar 4. 15 Pembuatan Penumpu Vertical	45
Gambar 4. 16 Pemodelan pada Caesar II keseluruhan	45
Gambar 4. 17 error dan batch run	46

Gambar 4. 18 Pemeriksaan eror	46
Gambar 4. 19 Grafik Pemilihan Tegangan Pipa.....	48
Gambar 4. 20 Pemodelan Line 8"- LPG-B-114 Menggunakan CAESAR II V.8.0.	49
Gambar 4. 21 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-114 Pada Software CAESAR II V.8.0	49
Gambar 4. 22 Pemodelan Line 8"- LPG-B-124 Menggunakan CAESAR II V.8.0.	50
Gambar 4. 23 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-124 Pada Software CAESAR II V.8.0	51
Gambar 4. 24 Pemodelan Line 8"- LPG-B-134 Menggunakan CAESAR II V.8.0.	51
Gambar 4. 25 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-134 Pada Software CAESAR II V.8.0	52
Gambar 4. 26 Pemodelan Line 8"- LPG-B-144 Menggunakan CAESAR II V.8.0.	53
Gambar 4. 27 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-144 Pada Software CAESAR II V.8.0	53
Gambar 4. 28 Pemodelan Line 8"- LPG-B-102 Menggunakan CAESAR II V.8.0.	54
Gambar 4. 29 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-102 Pada Software CAESAR II V.8.0	55
Gambar 4. 30 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan ketebalan pipa 0,15 inch pada software CAESAR II V.8.0	57
Gambar 4. 31 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan ketebalan pipa 0,15 inch pada software CAESAR II V.8.0	57
Gambar 4. 32 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan ketebalan pipa 0,25 inch pada software CAESAR II V.8.0	58
Gambar 4. 33 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan ketebalan	58
Gambar 4. 34 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan ketebalan pipa 0,35 inch pada software CAESAR II V.8.0	59
Gambar 4. 35 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan ketebalan pipa 0,35 inch pada software CAESAR II V.8.0	59
Gambar 4. 36 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan ketebalan pipa 0,45 inch pada software CAESAR II V.8.0	59
Gambar 4. 37 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan ketebalan pipa 0,45 inch pada software CAESAR II V.8.0	60
Gambar 4. 38 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan tekanan 362 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	62
Gambar 4. 39 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan tekanan 362 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	62
Gambar 4. 40 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan tekanan 725 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	62
Gambar 4. 41 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan tekanan 725 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	63
Gambar 4. 42 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan tekanan 1087 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	63
Gambar 4. 43 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan tekanan 1087 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	63

Gambar 4. 44 hasil perhitungan tegangan <i>sustained</i> dengan tekanan 1450 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	64
Gambar 4. 45 hasil perhitungan tegangan <i>expansion</i> dengan tekanan 1450 psi pada software CAESAR II V.8.0.....	64

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Specified Minimum Yield Strength (SMYS) atau nilai batas luluh suatu material.....	14
Tabel 3. 1 data spesifikasi pipa 8 inch :	21
Tabel 3. 2 data spesifikasi pipa 12 inch :	21
Tabel 3. 3 data spesifikasi fluida LPG :	22
Tabel 3. 4 data elevasi tinggi support pada pipa 8 inch :	22
Tabel 3. 5 data elevasi tinggi support pada pipa 12 inch :	22
Tabel 4. 1 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Sustained Load</i>) menggunakan perhitungan berdasarkan <i>ASME B31.3</i>	36
Tabel 4. 2 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Expansion Load</i>) menggunakan perhitungan berdasarkan <i>ASME B31.3</i>	36
Tabel 4. 3 Jenis Load case yang digunakan	47
Tabel 4. 4 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Sustained Load</i>) menggunakan Caesar II Ver.8.0.....	55
Tabel 4. 5 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Expansion Load</i>) menggunakan Caesar II Ver.8.0.....	55
Tabel 4. 6 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Sustained Load</i>) menggunakan Caesar II Ver.8.0.....	60
Tabel 4. 7 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Expansion Load</i>) menggunakan Caesar II Ver.8.0.....	60
Tabel 4. 8 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Sustained Load</i>) menggunakan Caesar II Ver.8.0.....	65
Tabel 4. 9 hasil perhitungan tegangan pipa (<i>Expansion Load</i>) menggunakan Caesar II Ver.8.0.....	65
Tabel 4. 10 Spesifikasi Material.....	67
Tabel 4. 11 Data Line 8”-LPG-B-114	67
Tabel 4. 12 Data Line 8”-LPG-B-124	69
Tabel 4. 13 Data Line 8”-LPG-B-134	71
Tabel 4. 14 Data Line 8”-LPG-B-144	72
Tabel 4. 15 Data Line 12”-LPG-B-102	74
Tabel 4. 16 Analisa <i>pipe span</i> dengan elevasi penurunan tanah	75

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam proses pendistribusiannya ke berbagai wilayah di Indonesia, terminal LPG memegang peranan yang cukup penting dengan fungsi utama terminal LPG yaitu sebagai penerima, pencampur, penimbun, serta pendistribusi. Dalam pengoperasiannya, terminal LPG berpotensi menimbulkan bahaya yang disebabkan oleh berbagai kondisi lingkungan seperti kelelahan pipa (*fatigue*) akibat *geotechnical forces* maupun kegagalan dari komponen pada setiap sistem. Kelelahan pipa dapat terjadi dikarenakan kondisi tanah di kota Semarang yang sering mengalami penurunan tanah. Bahaya lain yang mungkin dapat terjadi pada terminal LPG adalah kebakaran dan ledakan yang dapat mengakibatkan kerusakan aset perusahaan hingga jatuhnya korban jiwa.

Dalam suatu industri pada dasarnya menginginkan di dalam tiap proses produksi yang berlangsung, sistem berjalan dengan baik dan sesuai dengan standar yang ditentukan. Terutama untuk industri *oil and gas* seperti di terminal LPG Semarang ini yang mana tidak terlepas dari penggunaan sistem perpipaan dalam pengolahan proses produksi yang terjadi didalamnya, perencanaan sistem perpipaan yang baik akan mempengaruhi hasil suatu proses yang dilalui.

Piping adalah jalur perpipaan yang menghubungkan antara *line* dalam satu *plan* produksi. *Piping* mempunyai fungsi untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya. Fluida yg berada didalamnya bisa berupa gas, air, ataupun *Vapour* yang mempunyai temperatur tertentu. Karena umumnya material pipa terbuat dari metal, maka sesuai dengan karakteristiknya, pipa akan mengalami pemuaian jika dipanaskan dan akan mengalami pengkerutan apabila didinginkan. Setiap kejadian pemuaian ataupun pengkerutan dari pipa tadi, akan menimbulkan pertambahan ataupun pengurangan panjang pipa dari ukuran semula, dalam skala horizontal. Perancangan sistem perpipaan yang baik dan aman sangat dibutuhkan untuk menjamin kelangsungan dari proses serta menjamin umur pemakaian dari sistem pemipaan sesuai dengan siklus rancangan. Parameter aman sendiri adalah ketika pipa mampu menahan beratnya sendiri pada kondisi pembebanan karena tekanan pipa internal dan berat yang terdapat pada pipa serta karena pembebanan pengaruh temperatur. Namun, pada kenyataannya dilapangan masih ditemukan kegagalan-kegagalan yang terjadi pada sistem pipa, baik pada saat instalasi maupun operasi. Hal tersebut bisa dipengaruhi oleh beberapa faktor pembebanan yang terjadi selama pipa tersebut terpasang, bisa faktor pembebanan karena alam, pembenanan ketika pipa belum beroperasi maupun pembebanan ketika pipa telah beroperasi. Untuk itu perlu adanya perhitungan analisis stress untuk mengetahui seberapa besar tegangan yang mampu diterima oleh pipa maupun *equipment* pendukung agar tidak terjadi kegagalan.

Support adalah alat yang digunakan untuk menahan atau memegang sistem perpipaan. *Support* dirancang untuk dapat menahan berbagai macam bentuk

pembebanan baik karena desain dan berat pipa (*Sustain Load*) serta karena temperature dan tekanan (*Expansion Load*). Akibat adanya pembebanan tersebut maka akan menimbulkan tegangan yang akan ditahan oleh *Pipe Support* tersebut. Akibat adanya pembebanan *Thermal* maka akan timbul tegangan ekspansi, begitu pula jika adanya pembebanan karena bobot mati pipa dan fluida maka akan timbul tegangan *Sustained*. Penempatan *support* harus memperhatikan dari pergerakan sistem perpipaan terhadap profil pembebanan yang mungkin terjadi pada berbagai kondisi. Karena betapa pentingnya peran daripada *Support* ini, maka perlu adanya sebuah perencanaan yang baik untuk merancang desain *pipe support* agar mampu menahan tegangan dari berbagai macam pembebanan.

Pada tugas akhir ini akan dikaji fleksibilitas dari desain sistem perpipaan pada jalur pipa atau lebih dikenal dengan analisa tegangan pipa (*pipe stress analysis*). Tujuan dari analisa ini adalah untuk mengetahui tingkat defleksi dari pipa, beban yang diterima oleh pipa, dan keamanan dari pipa serta pen dukung nya. yang mengacu pada code atau standard ASME B31.3. Dimana analisis tegangan dilakukan dengan menggunakan bantuan program CAESAR II V.8.0.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam penelitian adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh gaya-gaya yang ditimbulkan terhadap kondisi piping system di Terminal LPG Semarang?
2. Apakah penurunan tanah berpengaruh terhadap tegangan pipa di Terminal LPG Semarang?
3. Bagaimana penentuan support system yang sesuai untuk design piping system di Terminal LPG Semarang?

1.3 Batasan Masalah

Dari permasalahan yang harus diselesaikan diatas maka perlu adanya pembatasan masalah serta ruang lingkupnya agar dalam melakukan analisa nantinya tidak melebar dan mempermudah dalam melakukan analisa, batasan masalah dalam tugas akhir ini untuk menjamin permasalahan diatas adalah sebagai berikut :

1. Objek yang dikaji terbatas pada analisa tegangan pada pipa header 12 inchi di Terminal LPG Semarang
2. Tidak membahas korosi pipa dan sistem proteksi terhadap korosi
3. Tidak membahas proses instalasi pipa
4. Tidak membahas faktor ekonomi

1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisa *stress* pada *piping system header* 12 inchi di Terminal LPG Semarang
2. Mengetahui pengaruh dari penurunan tanah terhadap tegangan pipa di Terminal LPG Semarang
3. Menghasilkan *support system* yang sesuai untuk menjamin keselamatan sistem peralatan yang berhubungan langsung dengan sistem perpipaan dan struktur pendukung sistem tersebut.

1.5 Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Optimalisasi dari desain sistem perpipaan di Terminal LPG Semarang
2. Untuk mengetahui kesesuaian *stress analysis* dengan Code ASME B31.3 yang digunakan
3. Menjamin keselamatan jalur pipa termasuk semua komponen pendukungnya

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Umum

Pipa mempunyai fungsi untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya. Fluida yang berada didalamnya bisa berupa gas ataupun air yang mempunyai tekanan dan temperatur tertentu. Karena umumnya material pipa terbuat dari metal (*carbon steel*), maka sesuai dengan karakteristiknya yaitu jika diberi tekanan dan temperatur yang mengalir didalamnya, maka metal atau pipa tadi akan mengalami pemuaian, jika fluidanya panas dan akan terjadi pengkerutan jika fluidanya dingin.



Gambar 2. 1 Pipa Header 12 Inchi

Pentingnya kita melakukan analisa distribusi tegangan (*stress analysis*) adalah kita mengetahui bahwa perhitungan *Stress Analysis* dari sistem perpipaan tersebut secara keseluruhan adalah untuk menjamin bahwa suatu sistem perpipaan dapat beroperasi dengan baik dan aman tanpa mengalami kecelakaan serta bahaya yang dapat mengakibatkan suatu kerugian.

Jaringan pipa digunakan sebagai alat transportasi fluida (*liquid* atau gas), *mixed of liquid, solid* dan *fluid-solid mixture*. Segmen pipa yang panjang biasanya terhubung dengan pompa, *valve*, alat control dan peralatan yang lain selama beroperasi. Beberapa Negara maju telah menggunakan pipeline sebagai sarana transportasi untuk berbagai pengangkutan diantaranya sebagai berikut (Liu, 2005).

2.2 Standar dan Code Sistem Perpipaan

Dalam suatu desain sistem perpipaan harus memperhatikan kelayakan rancangan baik itu dari segi teknis maupun segi ekonomis. Kelayakan sistem perpipaan dari segi mekanik dapat diketahui dengan melakukan beberapa analisis seperti analisis untuk mengetahui tegangan pipa, analisis untuk mengetahui berat pipa, sedangkan

dari segi ekonomis kelayakan rancangan sistem perpipaan sangat tergantung pada kebijakan finansial dari perusahaan atau industri dengan tetap didasari oleh kelayakan segi mekanik yang telah diatur oleh *Code* dan standar guna menjamin keamanan rancangan saat sistem perpipaan dioperasikan bagi keselamatan segala makhluk hidup. Dalam pengerjaan tugas akhir ini menggunakan beberapa pendekatan standar atau *code* diantaranya adalah *code* ASME B31.3.

2.3 Beban pada Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan dalam operasinya menerima beban yang sangat banyak dan kompleks, yaitu meliputi beban *sustain*, beban ekspansi, beban operasi dan beban *occasional*. Masing masing beban yang terjadi pada sistem tersebut diakibatkan oleh jenis input pembebanan yang berbeda-beda yang mungkin akibat dari kondisi operasi sistem perpipaan sendiri maupun dari lingkungan sekitar sistem perpipaan. Untuk memperoleh hasil rancangan sistem perpipaan yang aman, tiap komponen beban baik akibat kondisi dari beban internal maupun akibat beban eksternal harus diperhatikan pada saat melakukan analisis perancangan sistem perpipaan dengan melakukan perhitungan tegangan yang terjadi.

Analisis pada sistem perpipaan yang dilakukan dengan maksud untuk menjamin keamanan operasi sistem perpipaan sesuai dengan *code* atau ketentuan yang telah ditetapkan. Penggolongan pembebanan pada sistem perpipaan berdasarkan pada jenis beban-beban yang terjadi secara umum dapat diklasifikasikan secara sederhana meliputi beban-beban *sustain*, beban ekspansi, beban operasi dan beban *occasional*. seperti diuraikan sebagai berikut:

2.3.1 Beban Sustain (*Sustained Load*)

Beban *sustain* adalah beban yang dialami oleh instalasi pada pipa yang terjadi secara terus menerus. Beban ini merupakan kombinasi beban yang diakibatkan oleh tekanan internal (*hoop stress*) dan beban berat (berat fluida dan berat pipa). Pada sistem perpipaan, perancangan pipa yang dibuat haruslah dirancang mampu menahan beban berat fluida dan struktur pipa itu sendiri. Sistem perpipaan pada umumnya mendapatkan beban tekanan internal dari fluida yang mengalir didalamnya. Dari tekanan internal tersebut akan dilakukan perhitungan tegangan yang terjadi. Beban tekanan lebih berpengaruh pada tegangan yang terjadi pada dinding pipa dibandingkan dengan tegangan yang terjadi pada tumpuan. Hal tersebut diakibatkan karena beban akibat tekanan dinetralisasi oleh tegangan pada dinding pipa.

2.3.2 Beban ekspansi (*Expansion Load*)

Beban ekspansi adalah beban yang timbul sebagai akibat adanya ekspansi termal pada sistem perpipaan. Beban ekspansi termal dapat dibagi menjadi :

- Beban ekspansi termal akibat pembatasan gerak oleh tumpuan saat pipa mengalami ekspansi.
- Beban termal akibat perbedaan temperatur yang besar dan sangat cepat dalam dinding pipa sehingga mampu menimbulkan tegangan.

- Beban akibat perbedaan koefisien ekspansi pipa yang tersusun dari dua atau lebih material logam yang berbeda.

2.3.3 Beban operasi (*Operation Load*)

Beban operasi adalah beban yang diterima oleh pipa selama operasi berlangsung, beban yang diterima pipa merupakan kombinasi dari beban sustain dan beban termal.

2.3.4 Beban occasional (*Occasional Load*)

Beban occasional adalah beban yang tidak selalu terjadi pada sistem perpipaan selama operasi normal. Beban occasional dapat diartikan pula sebagai beban sistem perpipaan yang terjadi dalam periode sebagian saja dari total periode operasi sistem perpipaan, Pada semua persamaan tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan diatas, kemudian dapat digabungkan untuk mendapatkan nilai tegangan maksimum yang terjadi berdasarkan jenis-jenis pembebanan pada pipa. Dalam perhitungan jenis-jenis pembebanan pipa hanya diambil tegangan yang memiliki nilai maksimum untuk mendapatkan hasil analisis tegangan yang akurat dan dapat diketahui apakah sistem perpipaan berada pada kondisi operasi yang aman atau tidak aman. Berikut merupakan persamaan tegangan berdasarkan jenis-jenis pembebanan yang terjadi pada sistem perpipaan :

1. Beban Sustain

Tegangan pada beban sustain = Tegangan Longitudinal akibat *internal pressure* + Tegangan akibat gaya berat sistem perpipaan. Tegangan Longitudinal akibat *internal pressure* memiliki nilai maksimum dibanding nilai *hoop stress* maupun tegangan radial.

2. Beban Ekspansi

Tegangan yang terjadi pada beban ekspansi merupakan tegangan normal maupun tegangan geser yang diakibatkan oleh adanya ekspansi material pipa akibat perbedaan temperatur pipa dengan temperatur lingkungan sekitar. Momen dan gaya akibat ekspansi termal yang telah diketahui dapat digunakan sebagai salah satu parameter dalam analisis tegangan akibat beban ekspansi pada sistem perpipaan.

3. Beban Operasi

Beban operasi adalah beban yang diterima oleh pipa selama operasi berlangsung, beban yang diterima pipa merupakan kombinasi dari beban sustain dan beban termal, Dengan kata lain Beban operasi dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\text{Beban operasi} = \text{Beban Sustain} + \text{Beban Ekspansi}$$

4. Beban Occasional

Tegangan akibat gaya-gaya occasional merupakan tegangan yang ditimbulkan akibat gaya eksternal yang tidak selalu terjadi pada sistem perpipaan Misalnya akibat gaya angin, gaya dinamik gempa bumi, gaya berat akibat kejatuhan benda dan gaya-gaya lain dalam beban occasional.

Tegangan pada beban occasional = Tegangan akibat beban sustain + Tegangan akibat gaya occasional

2.4 Tegangan-Tegangan pada Sistem Perpipaan

Tegangan dalam yang terjadi pada pipa disebabkan oleh beban luar seperti berat mati, tekanan dan pemuatan termal, dan bergantung pada geometri pipa serta jenis material pipa. Sedangkan tegangan batas lebih banyak ditentukan oleh jenis material, dan metode produksinya. Kedua besaran ini dibandingkan dengan menerapkan teori kegagalan (*failure theory*) yang ada. Dalam membahas kode standard kita harus membedakan pengertian tegangan pipa menjadi dua, yaitu :

- Tegangan pipa aktual, yaitu tegangan hasil pengukuran secara manual ataupun dengan menggunakan *software* di komputer. Adapun tegangan pipa aktual ini dikelompokkan ke dalam dua kategori, yakni tegangan normal (*normal stress*) dan tegangan geser (*shear stress*).
- Tegangan pipa kode, yaitu tegangan hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan tegangan yang tertera dalam kode standard tertentu.

2.4.1 Tegangan Normal

Tegangan normal terdiri dari tiga komponen tegangan yaitu: tegangan longitudinal (*longitudinal stress*), tegangan tangensial atau tegangan keliling (*circumferential stress* atau *hoop stress*), dan tegangan radial (*radial stress*).

- Tegangan Longitudinal (*Longitudinal Stress*)

Tegangan longitudinal adalah tegangan yang arahnya sejajar dengan sumbu longitudinal (SL) atau tegangan aksial. Nilai tegangan ini dinyatakan positif jika tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik dan negatif jika tegangannya berupa tegangan tekan (kompresi). Tegangan longitudinal pada sistem pipa disebabkan oleh gaya-gaya aksial, tekanan dalam pipa, dan bending.

a. Tegangan Longitudinal akibat gaya aksial

Gaya yang diberikan baik berupa tekan atau tarik terhadap luas penampang pipa, dengan bentuk persamaan ditulis sebagai berikut :

$$S_{LX} = \frac{F_{AX}}{A_m} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana :

S_{LX} = Tegangan Longitudinal akibat gaya aksial (KPa)

F_{ax} = Gaya aksial (N)

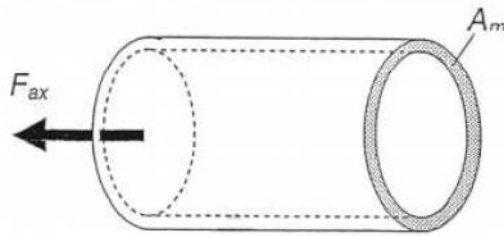
A_m = Luas Penampang Pipa (mm²)

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

Dimana :

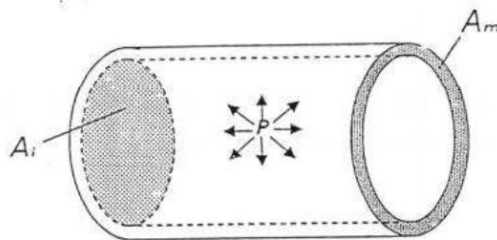
d_o = diameter luar pipa (mm)

d_i = diameter dalam pipa (mm)



Gambar 2. 2 Arah gaya aksial pipa

- b. Tegangan longitudinal akibat tekanan pipa (pressure gauge)
 Tegangan dalam ini dikarenakan fluida yang ada didalam pipa, fluida ini akan memberikan tekanan baik searah dengan panjang pipa dan kesegala arah permukaan pipa. Tegangan yang ditimbulkan oleh gaya tekan internal yang bekerja padadinding pipa searah sumbu pipa (gambar 2.3).



Gambar 2. 3 arah gaya akibat tekanan pipa

$$S_L = \frac{PA_i}{A_m}$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2$$

Kemudian rumus di atas dapat di sederhanakan menjadi :

$$S_L = \frac{Pd_o}{4t} \dots \dots \dots (3)$$

Dimana :

SL = tekanan longitudinal akibat beban dalam (KPa)

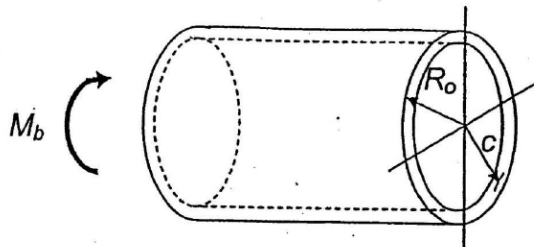
P = tekanan dalam akibat fluida (KPa)

Ai = luas penampang dalam pipa (mm²)

t = ketebalan dinding pipa (mm)

c. Tegangan longitudinal akibat momen bending

Tegangan yang ditimbulkan oleh momen M yang bekerja diujung-ujung benda. Dalam hal ini tegangan yang terjadi dapat berupa *Tensile Bending*. Seperti pada gambar 2.4 tegangan tekuk maksimum pada permukaan pipa dan nol pada sumbu pipa, karena tegangan tersebut merupakan fungsi jarak dari sumbu ke permukaan pipa.



Gambar 2. 4 bending momen

$$S_L = \frac{M_b \cdot c}{I} \dots \dots \dots (4)$$

Dimana :

SL = Tegangan longitudinal akibat momen bending (KPa)

C = jarak dari sumbu netral ke titik yang diperhatikan

Mb = momen lendutan pada sebuah penampang pipa

I = momen inersia dari penampang pipa

Tegangan ini disebut juga tegangan lendutan (bending stress). Tegangan ini terjadi paling besar jika c=Ro yaitu :

$$S_L = \frac{M_b \cdot c}{I} = \frac{M_b}{Z} \dots \dots \dots (5)$$

Dimana :

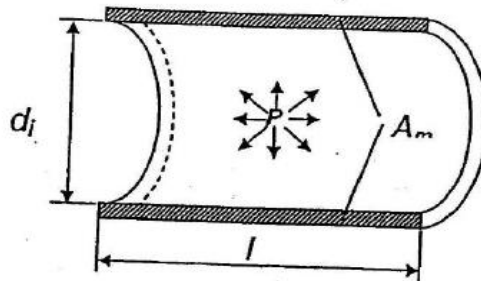
Ro = radius luar pipa

Z = modulus permukaan

- Tegangan Tangensial atau Tegangan Keliling (*Circumferential Stress atau Hoop Stress*)

Tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa, dan bernilai positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua. Secara konservatif untuk pipa yang tipis dapat dilakukan penyederhanaan penurunan

rumus tegangan pipa tangensial ini dengan mengasumsikan gaya akibat tekanan dalam kerja sepanjang pipa.



Gambar 2. 5 tegangan tangensial

Besar tegangan ini menurut persamaan Lamé adalah :

$$S_H = \frac{P(r_i^2 + r_i^2 r_o^2 / r^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \dots \dots \dots (6)$$

Dimana :

r_o = radius luar pipa

r_i = radius dalam pipa

r = jarak radius ke titik yang sedang diperhatikan

- Tegangan Radial (*Radial Stress*)

Tegangan ini arahnya sama dengan sumbu radial, dan tegangan ini berupa tegangan kompresi (negatif) jika ditekan dari dalam pipa akibat tekanan dalam (*pressure gauge*), dan berupa tegangan tarik (positif) jika didalam pipa terjadi tekanan hampa (*vacuum pressure*). ketika pipa itu di aliri fluida di dalamnya, ia menjadi bertekanan. Tekanan itu akan menyebar ke segala arah. Ke arah lurus nya pipa, ia akan menghasilkan tegangan longitudinal nantinya. Ke arah menyebar ke dinding pipa, ia akan menghasilkan radial stress. Dari tekanan menyebar ini, karena pipa hanya sebuah plat yang dibuat melingkar dan di las (kadang ada yang tidak menggunakan pengelasan) maka akan timbul gaya hoop stress, yang bisa membelah pipa menjadi dua bagian (secara ekstrem nya).

$$S_H = \frac{P(r_i^2 + r_i^2 r_o^2 / r^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \dots \dots \dots (7)$$

Dimana :

r_o = radius luar pipa

r_i = radius dalam pipa

r = jarak radius ke titik yang sedang diperhatikan

2.4.2 Tegangan Geser

Tegangan geser terjadi diakibatkan oleh gaya yang bekerja sejajar dengan permukaan pipa dan karena adanya momen torsi yang terdapat pada pipa, momen torsi ini dapat berupa dua gaya yang bekerja sejajar dengan arah yang berlawanan (momen kopel). Tegangan geser terdiri dari dua komponen tegangan, yang masing-masing adalah : tegangan geser akibat gaya geser (*shear stress*) dan tegangan geser akibat momen puntir (*torsional stress*).

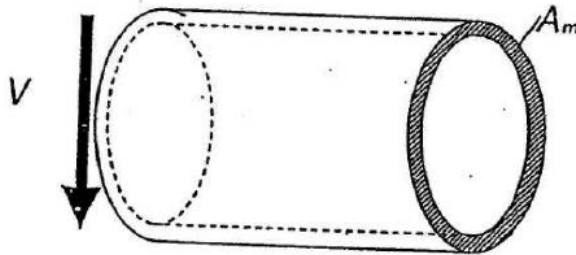
- Tegangan geser akibat gaya geser (*shear stress*)
Tegangan geser akibat gaya geser (*shear stress*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_{max} = \frac{V}{A} \dots \dots \dots (8)$$

Dimana :

V = Gaya Geser

A = Luas Penampang



Gambar 2. 6 shear stress

Tegangan ini mempunyai nilai minimum di sumbu netral (di sumbu simetris pipa) dan bernilai nol pada titik dimana tegangan lendutan maksimum yaitu pada permukaan luar dinding pipa. Karena hal ini dan juga karena besarnya tegangan ini biasanya sangat kecil, maka tegangan ini dapat diabaikan.

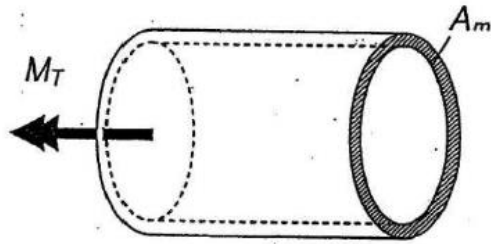
Tegangan geser akibat momen puntir (*torsional stress*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_{max} = \frac{M_t \cdot r}{J} \dots \dots \dots (9)$$

Dimana :

M_t = Momen Puntir

J = Momen Inersia Polar



Gambar 2. 7 torsional stress

- Tegangan geser akibat momen puntir (*torsional stress*)
Tegangan ini terjadi akibat adanya momen yang bekerja pada pipa yang mengakibatkan adanya pergeseran sudut terhadap sumbu pipa, momen yang bekerja dapat berupa momen ataupun gaya yang mengakibatkan terjadinya puntiran. Seperti pada gambar 2.7 suatu bentangan bahan dengan luas permukaan tetap dikenai suatu puntiran (*twisting*) pada setiap ujungnya dan puntiran ini disebut juga dengan torsional, dan bentangan benda tersebut dikatakan sebagai poros (*shaft*).

Tabel 2. 1 Specified Minimum Yield Strength (SMYS) atau nilai batas luluh suatu material

MANDATORY APPENDIX D SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH FOR STEEL PIPE COMMONLY USED IN PIPING SYSTEMS¹

Table D-1 Specified Minimum Yield Strength for Steel Pipe Commonly Used in Piping Systems

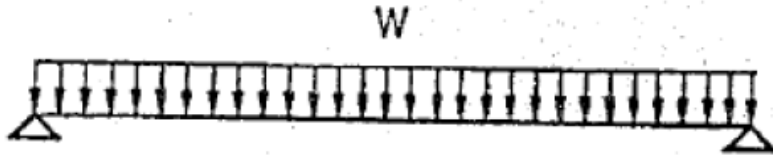
Spec. No.	Grade	Type [Note (1)]	SMYS, psi	(MPa)
API 5L [Note (2)]	A25	BW, ERW, S	25,000	(172)
API 5L [Note (2)]	A	ERW, S, DSA	30,000	(207)
API 5L [Note (2)]	B	ERW, S, DSA	35,000	(241)
API 5L [Note (2)]	×42	ERW, S, DSA	42,000	(290)
API 5L [Note (2)]	×46	ERW, S, DSA	46,000	(317)
API 5L [Note (2)]	×52	ERW, S, DSA	52,000	(359)
API 5L [Note (2)]	×56	ERW, S, DSA	56,000	(386)
API 5L [Note (2)]	×60	ERW, S, DSA	60,000	(414)
API 5L [Note (2)]	×65	ERW, S, DSA	65,000	(448)
API 5L [Note (2)]	×70	ERW, S, DSA	70,000	(483)
API 5L [Note (2)]	×80	ERW, S, DSA	80,000	(552)
ASTM A 53	Type F	BW	25,000	(172)
ASTM A 53	A	ERW, S	30,000	(207)
ASTM A 53	B	ERW, S	35,000	(241)
ASTM A 106	A	S	30,000	(207)
ASTM A 106	B	S	35,000	(241)
ASTM A 106	C	S	40,000	(276)
ASTM A 134	...	EFW	[Note (3)]	
ASTM A 135	A	ERW	30,000	(207)
ASTM A 135	B	ERW	35,000	(241)
ASTM A 139	A	EFW	30,000	(207)
ASTM A 139	B	EFW	35,000	(241)
ASTM A 139	C	EFW	42,000	(290)
ASTM A 139	D	EFW	46,000	(317)
ASTM A 139	E	EFW	52,000	(359)
ASTM A 333	1	S, ERW	30,000	(207)
ASTM A 333	3	S, ERW	35,000	(241)
ASTM A 333	4	S	35,000	(241)
ASTM A 333	6	S, ERW	35,000	(241)
ASTM A 333	7	S, ERW	35,000	(241)
ASTM A 333	8	S, ERW	75,000	(517)
ASTM A 333	9	S, ERW	46,000	(317)

2.5 Desain Pipa Berdasarkan Berat (Bobot Mati)

Seperti halnya tekanan, beban karena berat/bobot mati dari pipa dan semua komponen pipa termasuk berat *insulation*, *lining*, berat fluida, merupakan beban tetap. Tegangan yang terjadi dikategorikan tegangan *sustained* dan dikombinasikan dengan tegangan akibat gaya tekanan. Bedanya dengan tekanan, beban bobot mati selain menyebabkan tegangan di dinding pipa, juga menyebabkan gaya reaksi pada *support/restrain* pipa. Sementara, gaya reaksi pada *restrain* (*anchor* atau *line/limit stop*) akibat tekanan hanya ada pada sistem dengan *flexible joint*.

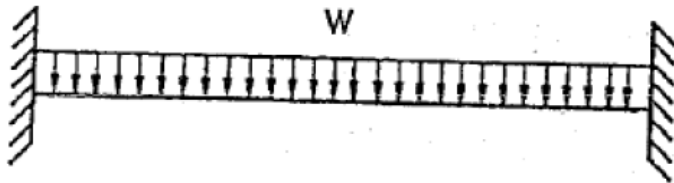
2.5.1 Tegangan atau defleksi karena beban bobot mati

Bobot mati dari pipa diasumsikan terdistribusi merata per satuan panjang pipa, dan dianggap ditumpu oleh support secara *continue* pada jarak yang sama. Permasalahan yang ada, bagaimana kita memodelkan jenis tumpuan dalam teori, apakah tumpuan sederhana (*pinned support*) dimana rotasi bebas sepenuhnya :



Gambar 2. 8 *pinned support*

Atau tumpuan jepit (*fixed support*) dimana rotasi sepenuhnya ditahan, seperti pada gambar berikut :



Gambar 2. 9 *fixed support*

Untuk tumpuan sederhana, maka momen lentur yang maksimum terjadi berada di tengah-tengah span, dan nilainya adalah :

$$M_{max} = \frac{W.l^2}{8} \dots\dots\dots(10)$$

Dimana :

M_{max} = momen maksimum

W = beban berat pipa, fluida dan lainnya per satuan panjang

l = panjang batang (pipe span)

Untuk tumpuan jepit, momen maksimum terjadi tepat ditumpuan dan besarnya adalah :

$$M_{max} = \frac{w.l^2}{12} \dots\dots\dots(11)$$

2.5.2 Jarak antar support maksimum (*maximum pipe span*)

Manufacture Standardization Society of the Valve and Fitting Industry (MSS) dalam MSS-SP-69 telah mempublikasikan hasil perhitungan dengan menggunakan rumu-rumus diatas setelah dimodifikasi dengan menggunakan satuan lb, psi, feet-inchies. Kemudian dengan mengambil asumsi berikut :

- ketebalan pipa yang digunakan adalah standard pipe ANSI
- tidak ada beban terkonsentrasi diantara dua support
- tidak ada perubahan arah horizontal maupun vertical diantara dua support
- *Stress Intensification Factor* di support diabaikan
- maksimum tegangan yang diizinkan 15000 psi (*Carbon Steel*)
- Maksimum lendutan yang diizinkan 0,1 inches

2.6 Support (Penyangga Pipa)

2.6.1 Jenis-jenis support

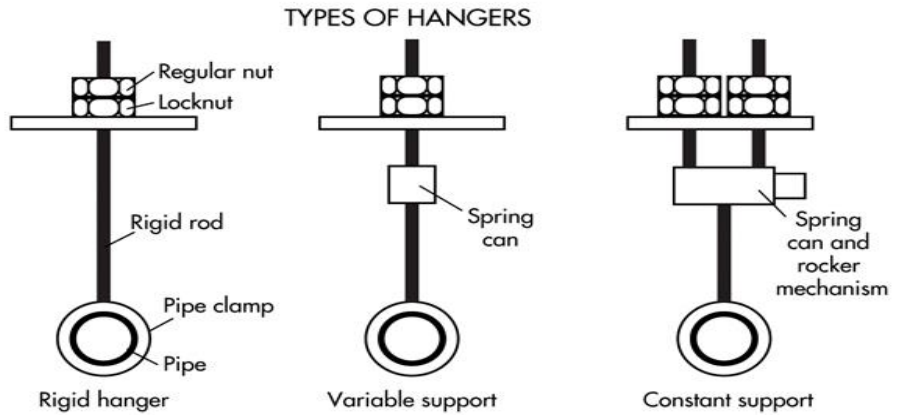
Support dirancang agar dapat menahan berbagai macam bentuk pembebanan baik statis maupun dinamis. Penempatan support harus memperhatikan dari pergerakan sistem perpipaan terhadap profil pembebanan yang mungkin terjadi pada berbagai kondisi.

- *Support Hanger*

Support hanger berfungsi untuk meneruskan beban (load) seperti berat fluida, berat pipa, berat insulation yang akan diterima oleh sistem perpipaan yang kemudian diteruskan oleh support. Spring hanger/ support (tumpuan berpegas) digunakan sebagai alternatif dari tumpuan rigid, dimana berat dari pipa dapat ditahan tetapi perpindahan karena ekspansi termal tidak ditahan atau diakomodasikan oleh perubahan panjang dari pegas (COADE, 2004). Spring hanger dibedakan menjadi dua macam, yaitu *variable effort support hanger* dan *constant effort support hanger*. *Variable effort* bekerja dimana beban pada pegas bervariasi, berubah menurut displacement/ posisi pipa. Sedangkan *constant effort* bekerja dimana beban pada pegas tetap nilainya tidak tergantung pada displacement/ posisi pipa. Dalam pemilihan *pipe support hanger*, terdapat 4 faktor yang mempengaruhi pilihan support, yaitu :

1. Berat dari pipa yang akan disangga.
2. Perubahan posisi secara vertikal akibat ekspansi termal atau kontrasi yang terjadi pada peletakan penyangga.
3. Batasan beban toleransi yang diijinkan pada pipa, disebut juga penyimpangan yang diijinkan.
4. Batasan beban toleransi yang diijinkan pada pipa, disebut juga penyimpangan yang diijinkan.

Seperti pada gambar 2.10 merupakan salah satu bentuk *support hanger*



Gambar 2. 10 *Support Hanger*

- **Guide Support**

Guide merupakan jenis support yang berfungsi untuk menahan pipa dari pergerakan arah lateral. Biasanya guide dibuat menggunakan beam material yang dipotong sesuai dengan kebutuhan. Material guide tidak mempengaruhi korosi pada pipa berinsulasi maupun pipa tidak berinsulasi karena secara fisik tidak ada kontak antara pipa dengan material guide. Lokasi guide ditentukan oleh *stress engineer*, baik pada perpipaan kritis maupun non kritis. Seperti pada gambar 2.11 merupakan bentuk dari *guide support*.



Gambar 2. 11 *Support Hanger*

- Pipe Restrain

Pipe restrain lebih khusus untuk menahan beban karena pergerakan pipa, atau lebih khususnya ke thermal expansion load. Pergerakan pipa disini, tidak hanya di sebabkan oleh perubahan temperatur pipa yang tinggi atau rendah, pergerakan pipa disini dapat pula disebabkan oleh external force seperti angin. Namun, pipe restrain lebih di khususkan untuk menopang pergerakan oleh termal atau dinamik isi dari sistem perpipaan tersebut. Seperti pada gambar 2.12 merupakan bentuk *pipe restrains*.



Gambar 2. 12 *Pipe Restrains*

- U Bolt Support

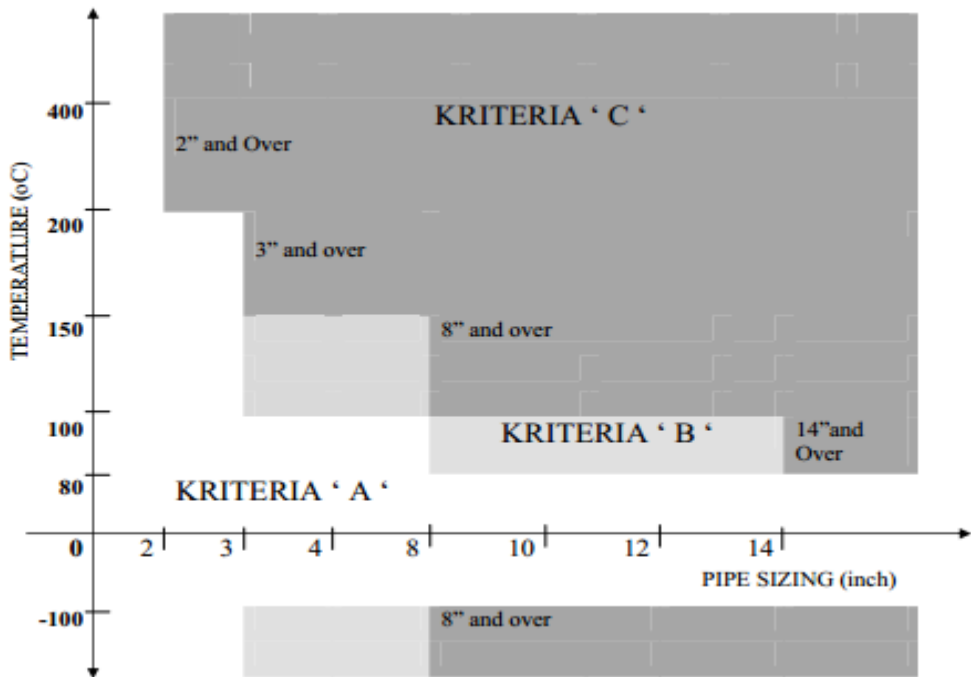
U bolt merupakan jenis support yang paling umum digunakan. Penyangga ini murah, mudah dipasang dan praktis. U bolt digunakan pada pipa dengan ukuran yang bermacam-macam, mulai dari ½ inchi hingga 8 inchi ke atas. Pada u bolt, terdapat mur baut sebagai pengencang. U bolt layaknya cincin, yang dipasang secara transversal pada pipa. Hal ini digunakan untuk menahan pergerakan pipa ke arah atas, kiri dan kanan. U bolt merupakan penyangga untuk menahan beban karena pergerakan pipa, atau lebih khususnya ke thermal expansion load. Pergerakan pipa disini, tidak hanya di sebabkan oleh perubahan temperatur pipa yang tinggi atau rendah, pergerakan pipa disini dapat pula disebabkan oleh external force seperti angin. Seperti gambar 2.13 merupakan bentuk *U bolt support*.



Gambar 2. 13 U Bolt Support

2.6.2 support objek perancangan

Penentuan kategori berdasarkan pada *temperature* dan diameter yang digunakan pada *line*. Pemilihan kategori dapat dilihat pada buku *stress analysis* Chamsudi. Gambar 2.14 berikut merupakan kriteria dalam pemilihan kategori. Dari ketiga kategori tersebut, maka penentuan perhitungan support dapat dibedakan menjadi :



Gambar 2. 14 Grafik Pemilihan Kategori
Sumber : Chamsudi, 2005

Keterangan Gambar :

- Kriteria “A” : Tidak perlu dianalisa. Sehingga perhitungan peletakan penyangga dapat menggunakan rekomendasi MSS SP-69
- Kriteria “B” : Perlu dilakukan koreksi dengan metode sederhana yang ada. Sehingga perhitungan peletakan penyangga dapat menggunakan rekomendasi perhitungan ASME
- Kriteria “C” : Detail analisa harus dilakukan dengan komputer. Sehingga perhitungan peletakan penyangga dapat menggunakan rekomendasi software CAESAR

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Umum

Metodologi merupakan kerangka dasar yang harus dilakukan untuk menyelesaikan permasalahan pada tugas akhir ini. Pada bab ini akan menguraikan langkah-langkah yang dilakukan selama penelitian. Penelitian yang dilakukan dalam permasalahan ini di ambil di Terminal LPG Semarang, riset yang dilakukan adalah menganalisa tegangan pipa header 12 inch. Secara umum metodologi yang digunakan dalam penelitian ini dibagi menjadi 2 tahapan yaitu : (1) analisa perhitungan tegangan pipa secara teoritis (2) analisa perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II v8.0.

3.2 Studi Kasus

3.2.1 Spesifikasi pipa

Tabel 3. 1 data spesifikasi pipa 8 inch :

No.	Spesifikasi Pipa	
1.	Jenis Pipa	ASTM A106 Grade B
2.	Panjang Pipa	76.2 m
3.	Diameter Luar Pipa 1	8.625 Inch
4.	Diameter Dalam Pipa 1	7. 982 Inch
5.	Material Pipa	Seamless Carbon Steel
6.	Ketebalan Pipa 1	0.322 Inch
7.	Modulus Elastisitas	29.5×10^6 Psi
8.	Yield Strength	25000 Psi
9.	Tensile Strength	60000 Psi
10.	Densitas Pipa	0.283 lb/in^3

Tabel 3. 2 data spesifikasi pipa 12 inch :

No.	Spesifikasi Pipa	
1.	Jenis Pipa	ASTM A106 Grade B
2.	Panjang Pipa	143.46 m
3.	Diameter Luar Pipa 1	12.75 Inch
4.	Diameter Dalam Pipa 1	11. 936 Inch
5.	Material Pipa	Seamless Carbon Steel
6.	Ketebalan Pipa 1	0.4059 Inch
7.	Modulus Elastisitas	29.5×10^6 Psi
8.	Yield Strength	25000 Psi
9.	Tensile Strength	60000 Psi
10.	Densitas Pipa	0.283 lb/in^3

3.2.2 Spesifikasi fluida

Fluida yang akan dianalisa pada penelitian ini adalah fluida LPG. Data dari fluida ini akan digunakan untuk menganalisa tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II ver 8.0. Berikut ini merupakan data spesifikasi fluida LPG :

Tabel 3. 3 data spesifikasi fluida LPG :

No.	Spesifikasi Fluida	
1.	Jenis Fluida	Cair
2.	Temperatur Fluida	25 ⁰ C
3.	Tekanan Fluida	6 Bar
4.	Berat Jenis Fluida	600 Kg/m ³

3.2.3 Elevasi support

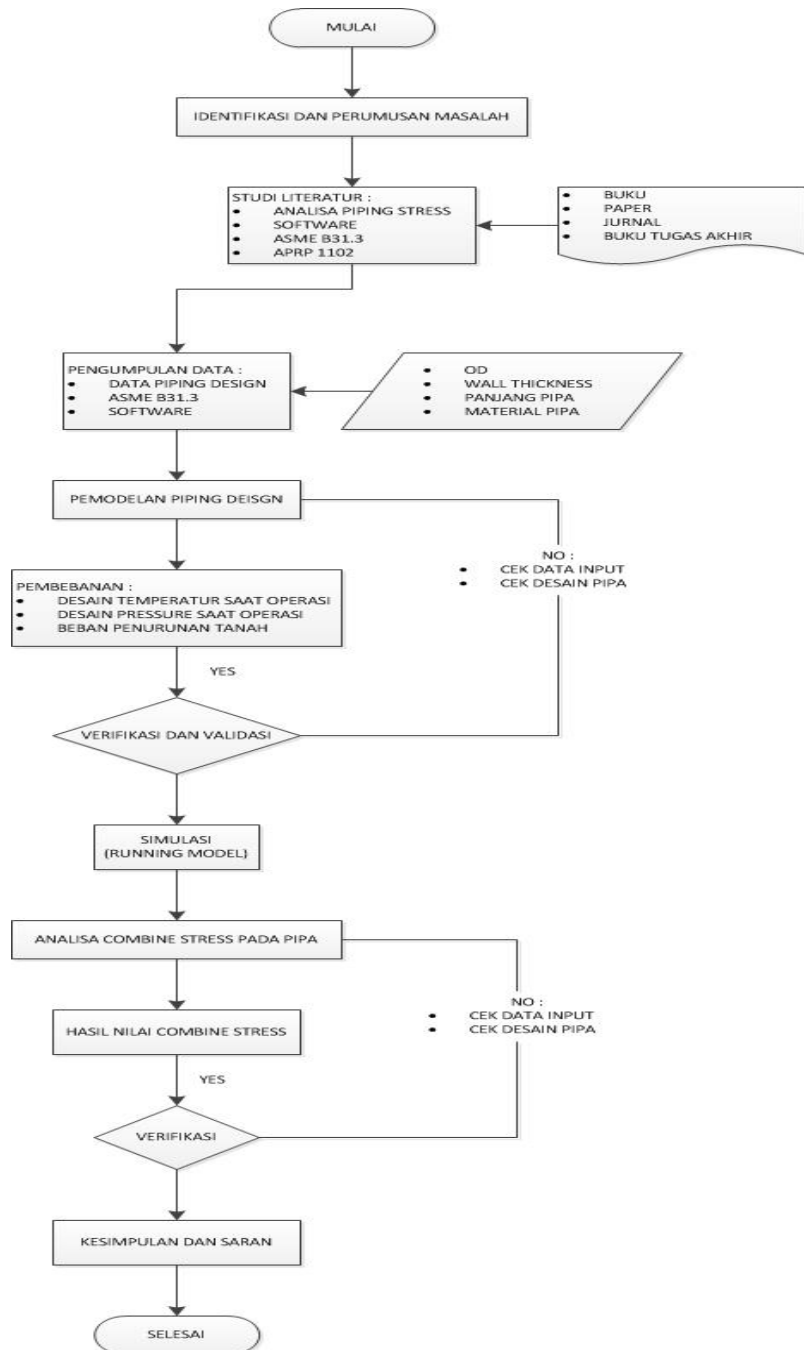
Tabel 3. 4 data elevasi tinggi support pada pipa 8 inch :

Identification No.	Bacaan	Elevasi
A1	0,851	3,087
A2	0,874	3,064
A3	0,881	3,057
A4	0,908	3,030
A5	0,913	3,025
A6	0,922	3,016

Tabel 3. 5 data elevasi tinggi support pada pipa 12 inch :

Identification No.	Bacaan	Elevasi
I1	0,822	2,620
I2	0,876	2,566
I3	0,895	2,547
I4	0,921	2,521
I5	0,940	2,502
I6	0,947	2,495
I7	0,948	2,495
I8	0,900	2,542
I9	0,869	2,573
I10	0,866	2,576
I11	0,887	2,555
I12	0,908	2,534
I13	0,938	2,504
I14	0,953	2,489
I15	0,946	2,496

3.3 Flow Chart



Gambar 3. 1 Flowchart penelitian

3.4 Metodologi Penelitian

3.4.1 Identifikasi dan perumusan masalah

Penulisan tugas akhir ini dimulai dengan mengidentifikasi dan merumuskan masalah mengenai pengerjaan yang akan diselesaikan beserta batasan masalahnya. Hal ini diperlukan untuk menyederhanakan masalah sehingga akan memudahkan untuk menyelesaikan permasalahan pada tugas akhir ini. Perumusan masalah dapat dicari dengan melakukan observasi keadaan sekitar, ataupun mengaitkan kondisi kekinian dengan kondisi yang akan datang. Perumusan masalah yang diajukan nantinya akan mendapat solusi dari tugas akhir yang dikerjakan.

3.4.2 Studi pustaka dan literatur

Studi literatur dilakukan untuk mempelajari teori-teori yang dapat menunjang permasalahan yang ada. Studi literatur didapatkan dari beberapa sumber berupa buku, jurnal, tugas akhir, artikel, dan internet. Secara umum, studi literatur pada penelitian ini mengacu pada pembahasan tentang piping stress analysis. Sedangkan untuk tempat pencarian dan pembacaan dari sumber tersebut dilakukan di perpustakaan pusat ITS, ruang baca FTK, laboratorium MMS, terminal LPG Semarang.

3.4.3 Pengumpulan data

Data yang dibutuhkan pada studi kasus ini adalah data piping design beserta jalurnya sebagai acuan untuk perhitungan analisa tegangan jalur pipa yang akan dilewati oleh fluida LPG. Analisa pipe stress yang akan dilakukan adalah perhitungan manual menggunakan code standar ASME B31.3 disertai dengan pemodelan piping system pada pipa penyalur LPG menggunakan software.

3.4.4 Piping design data

Untuk data desain suatu piping sangat dipengaruhi oleh beberapa parameter yaitu : design flowrate, jenis fluida, maksimum dan minimum operating pressure, temperature, jalur yang dilalui pipa dan spesifikasi pipa yang digunakan. Kemudian pada sistem perpipaan tersebut digambarkan komponen perpipaan yang terdapat pada line, seperti *valve*, *flange*, *elbow*, *reducer*, *tee*. Dalam memasukkan komponen perpipaan tersebut juga, diperhitungkan berat komponen tersebut dan dimensinya juga. Memasukkan node pada system pipa. Memasukkan jenis pipe support yang akan digunakan dan *pipe span* (jarak support).

3.4.5 Analisa perhitungan tegangan

Permulaan proses dimulai dengan mencari parameter yang berhubungan dengan sistem tersebut. Parameter tersebut adalah data desain suatu pipa dan spesifikasi materialnya, setelah itu dicari jalur yang akan dilewati pipa. Karena pipa yang akan di analisa merupakan piping system maka analisa perhitungan menggunakan code ASME B31.3. dari analisa

tegangan pipa yang akan didapatkan nilai maximum allowable stress yang diizinkan sesuai dengan code standard yang digunakan. Maximum allowable stress itu sendiri merupakan batas nilai maksimum tegangan pipa paling aman yang diizinkan untuk digunakan.

3.4.6 Pemodelan menggunakan software Caesar II V.8.0

Pada pemodelan menggunakan software data yang dibutuhkan sama dengan data yang digunakan pada saat perhitungan tegangan pipa. Setelah dilakukan pemodelan dan dilakukan entry data dari beberapa parameter piping design maka akan didapatkan suatu model piping beserta stress analysis report pada jalur perpipaan. Menganalisa tegangan, yang terjadi pada masing-masing pipe support dengan variasi pembebanan menggunakan perangkat lunak CAESAR II. Dalam operasinya piping terdapat berbagai macam jenis load yang terjadi pada sistem perpipaan.

3.4.7 Kesimpulan dan saran

Kesimpulan yang diharapkan pada tugas akhir ini adalah mampu menjawab permasalahan yang menjadi tujuan tugas akhir ini, yaitu menjamin bahwa piping system dapat beroperasi secara aman tanpa mengalami kecelakaan. Saran ditulis berdasarkan data hasil pembahasan serta fakta yang ada. Saran ini diberikan untuk perbaikan tugas akhir ini agar menjadi lebih baik.

3.5 Pengenalan Software Caesar II V.8.0

Caesar II adalah sebuah Software Computer Aided Engineering (CAE) yang digunakan untuk mechanical design dan analysis pada sebuah sistem perpipaan. Program Caesar II dikembangkan oleh COADE Engineering Software, yaitu sebuah perusahaan pembuat software khusus dibidang mechanical engineering yang sudah terkenal dan bermarkas di Amerika Serikat.



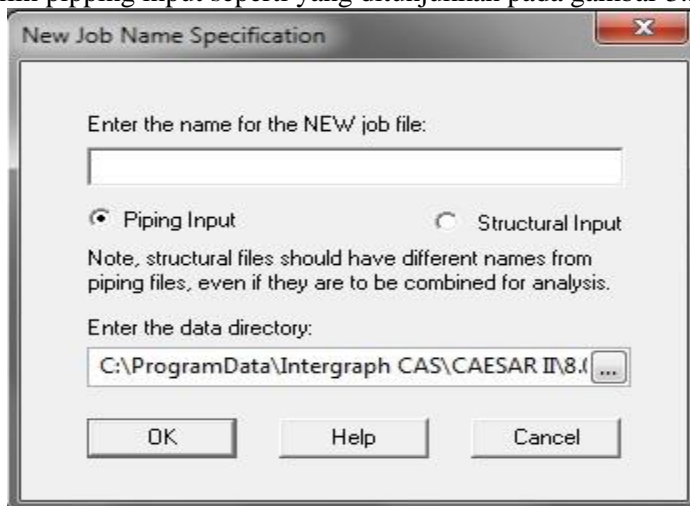
Gambar 3. 2 Software Caesar II

CAESAR II diperkenalkan tahun 1984 dan dipakai secara luas untuk menganalisa “stress” pada pipa secara de facto. CAESAR II adalah standar industri teknik dan energi dunia. CAESAR II memiliki banyak pilihan dan kemampuan dibandingkan software sejenisnya. Pengguna CAESAR II dapat mendesain program yang benar-benar sesuai dengan kebutuhan dalam penghitungan stress analisa pada pipa. CAESAR II memiliki kemampuan analisa statik dan dinamis berdasarkan standar pipa dan cide internasional yang berlaku, yakni ASME, British Standart, US Navy, Z662, RCCM, Stoonwezen, BS7159, Codeti. TBK, FDBR, UKOOA, IGE, Det Norske. Tampilan CAESAR II sangat berguna untuk mengetahui pengaruh statik dan dinamik pada sistem perpipaan. Software CAESAR II ini sendiri telah banyak dipakai oleh perusahaan-perusahaan besar Oil & Gas dunia, konsultan-konsultan asing bidang Oil & Gas dan para Piping Stress Engineer. Bahkan ada beberapa perusahaan yang membuka lowongan pekerjaan untuk Engineer dengan syarat menguasai software CAESAR II.

CAESAR II merupakan alat untuk melakukan perencanaan dan perhitungan dari suatu piping system. Dalam proses tersebut secara singkat, para pengguna CAESAR II membentuk sebuah model dari piping system tersebut. Kemudian, berdasarkan input tersebut, CAESAR II mengolah data dan melakukan perhitungan untuk kemudian menampilkan hasil perhitungan dalam bentuk displacement, gaya-gaya yang bekerja pada tumpuan dan stress pada seluruh bagian dari piping system tersebut. Dengan menggunakan hasil perhitungan tersebut, CAESAR II kemudian membandingkannya dengan batas-batas nilai yang diizinkan sesuai dengan kode dan standar yang sudah diakui penggunaannya di dunia.

3.6 Prosedur simulasi menggunakan software Caesar II V.8.0

Penggunaan software ini di mulai dengan membuka software Caesar II 2016 sehingga akan muncul tampilan gambar seperti pada gambar. Langkah selanjutnya adalah memilih piping input seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.3 berikut ini :



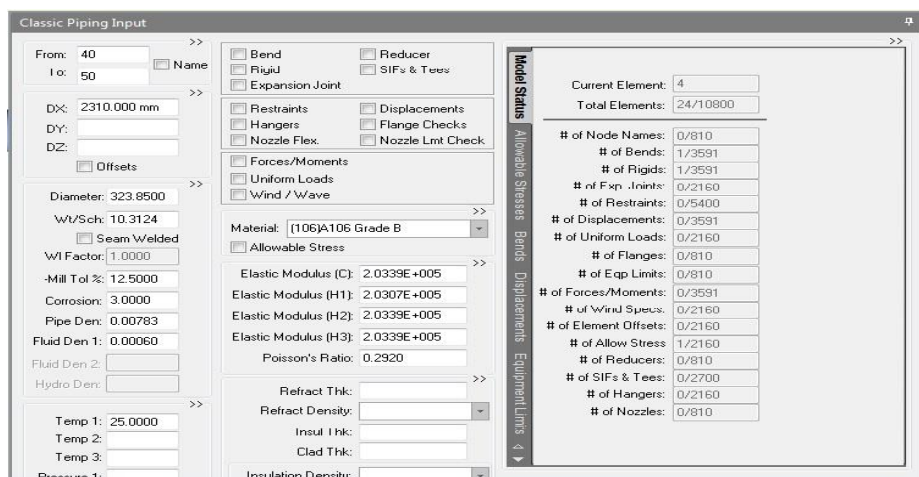
Gambar 3. 3 Tampilan Awal Caesar II ver. 8.0

lalu selanjutnya CAESAR II akan menampilkan kotak berupa data satuan yang digunakan dalam permodelan yang ditunjukkan pada gambar 3.4 berikut ini :



Gambar 3. 4 Data satuan yang digunakan dalam pemodelan

Setelah masuk ke dalam piping input seperti ditunjukkan pada gambar 3.4, maka properties-properties dari potongan-potongan sistem perpipaan dimasukkan pada tampilan tersebut, seperti : material pipa yang digunakan, diameter, *schedule*, tebal isolasi, nilai korosi, dan densitas dari fluida yang mengalir, densitas pipa, densitas isolasi, tekanan dan temperatur yang beroperasi pada setiap jalur pipa pada sistem perpipaan. Pada komponen *toolbar* dapat dipilih berbagai macam tipe komponen untuk dibuat pemodelannya, seperti pipa lurus, belokan (*bending*), percabangan (*SIFs & Tees*), katup, *flens*, *reducer* dan tumpuan.



Gambar 3. 5 Piping input pada Caesar II ver. 8.0

Sebelum melakukan analisis berdasarkan pemodelan yang telah dibuat, perlu dilakukan pemeriksaan. Pemeriksaan ini dilakukan dengan memilih *Tool/Start Run* pada main menu. Jika masih terjadi kesalahan pada pemodelan yang dibuat akan muncul *error* dan *warning* yang menunjukkan tempat terjadinya kesalahan seperti pada gambar 3.6 berikut ini :

Errors and Warnings				
Errors 3		Warnings 3		Notes 0
Message Type	Message Number	Element/Node Number	Message Text	
1	ERROR	110E	10-20	There must be at least one RESTRAINT or DISPLACEMENT specified in this job.
2	ERROR	5E	20-30	Bend angle on element 20 TO 30 is 0.00 Deg; it must be between 5.00 and 95.00 Deg.
3	WARNING	21E	200-210	The node 210 goes to a CHANGE IN DIRECTION that is not an INTERSECTION and that is not specified as a BEND. Please check for missing bend definition.
4	WARNING	21E	210-220	The node 220 goes to a CHANGE IN DIRECTION that is not an INTERSECTION and that is not specified as a BEND. Please check for missing bend definition.
5	WARNING	21E	220-230	The node 230 goes to a CHANGE IN DIRECTION that is not an INTERSECTION and that is not specified as a BEND. Please check for missing bend definition.
6	ERROR	2E	240-250	The length of element 240 TO 250 is ZERO.

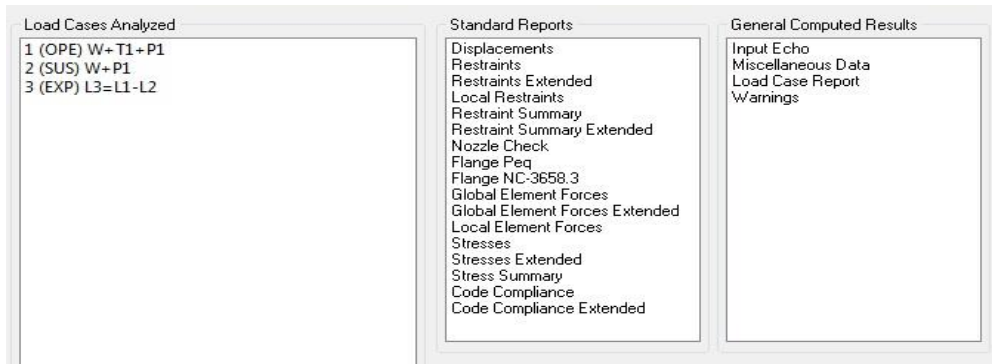
Gambar 3. 6 Error dan warning pada saat terjadi kesalahan

Jika pemodelan sudah benar maka akan muncul catatan yang menunjukkan bahwa model yang dibuat tidak terjadi kesalahan seperti yang ditunjukkan gambar 3.7 berikut ini :

Errors and Warnings																																												
Errors 0		Warnings 1		Notes 1																																								
Message Type	Message Number	Element/Node Number	Message Text																																									
1	WARNING	24E	220-230	At intersection node 220 three pipes frame into a two pipe joint. The largest (D) and smallest (T) will be used unless a socket weld, then the largest (T) will be used also. This should produce conservative sif's.																																								
2	NOTE			<p style="text-align: center;">CENTER OF GRAVITY REPORT</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>Total Wght lb.</th> <th>X cg ft.</th> <th>Y cg ft.</th> <th>Z cg ft.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Pipe</td> <td>11702.6</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Insulation</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Refractory</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Fluid</td> <td>6372.4</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rfrty</td> <td>11702.6</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Fluid</td> <td>18075.1</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rfrty+Fld</td> <td>18075.1</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> </tbody> </table>		Total Wght lb.	X cg ft.	Y cg ft.	Z cg ft.	Pipe	11702.6	108.7	0.3	0.2	Insulation	0.0	0.0	0.0	0.0	Refractory	0.0	0.0	0.0	0.0	Fluid	6372.4	108.7	0.3	0.2	Pipe+Ins+Rfrty	11702.6	108.7	0.3	0.2	Pipe+Fluid	18075.1	108.7	0.3	0.2	Pipe+Ins+Rfrty+Fld	18075.1	108.7	0.3	0.2
	Total Wght lb.	X cg ft.	Y cg ft.	Z cg ft.																																								
Pipe	11702.6	108.7	0.3	0.2																																								
Insulation	0.0	0.0	0.0	0.0																																								
Refractory	0.0	0.0	0.0	0.0																																								
Fluid	6372.4	108.7	0.3	0.2																																								
Pipe+Ins+Rfrty	11702.6	108.7	0.3	0.2																																								
Pipe+Fluid	18075.1	108.7	0.3	0.2																																								
Pipe+Ins+Rfrty+Fld	18075.1	108.7	0.3	0.2																																								

Gambar 3. 7 Error dan warning pada saat tidak terjadi kesalahan

Sebelum melakukan analisis statik, kita dapat melakukan pemilihan jenis beban yang akan dianalisa dengan memilih icon edit static load case. Bagian ini menunjukkan pilihan beban-beban yang akan dianalisis diantaranya beban Weight (W), Thermal (T) dan Pressure (P) pada sistem perpipaan yang telah dimodelkan.



Gambar 3. 8 Pemilihan jenis beban pada pemodelan

Setelah dilakukan pemilihan jenis beban, maka dapat dilakukan analisis statik dengan memilih Batch Run. Dalam analisis statik dapat memilih jenis beban yang akan dianalisa, diantaranya beban operasional, sustain dan ekspansi termal. Output dari hasil analisis yang dapat dicari adalah displacement, restraint summary dan stress summary.

Pada kasus skripsi hanya akan dilakukan analisis statik dengan pembebanan operasional yang meliputi pembebanan gravitasi, ekspansi termal, dan tekanan internal untuk mengetahui gaya dan momen yang diterima tumpuan. Pada kasus analisis dinamik hanya akan dilakukan modal analysis untuk mengetahui frekuensi pribadi dari sistem perpipaan.

Hasil analisis dapat ditampilkan dengan memilih View Report pada main menu. Bagian ini sangat penting karena akan memberikan laporan mengenai daerahdaerah kritis pada sistem perpipaan, sehingga memungkinkan perancang untuk melakukan modifikasi untuk mencegah terjadinya kegagalan. Software CAESAR II ini digunakan sebagai alat bantu dalam melakukan analisis bebanyang diterima nozzel pompa serta analisis natural frekuensi agar perhitungan dapat dilakukan dengan lebih mudah dan singkat.

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Data

Data yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah data pipa Terminal LPG Semarang, Jawa Tengah. Pipa yang dianalisa adalah pipa header 12 inch yang menyalurkan LPG dari tangki timbun (Storage Tank) menuju pompa. Data material pipa mengacu pada Tabel 3.1



Gambar 4. 1 Gambar lokasi penelitian di Terminal LPG Semarang

4.2 Perhitungan Tegangan Pipa

Perhitungan tegangan pipa digunakan untuk mengetahui berapa besar tegangan yang di terima oleh pipa tersebut dengan menggunakan rumus berdasarkan standar pada ASME B31.3. Perhitungan tegangan pipa dimulai dari pipa 8 inci yang mengalirkan fluida LPG dari storage tank menuju pipa header 12 inci, kemudian dilanjutkan dari pipa header 12 inci menuju ke pompa. Maka perhitungan tegangan pipa adalah sebagai berikut :

4.2.1 Perhitungan tegangan pipa karena beban tetap (*Sustained Load*)

4.2.1.1 *Sustained load pada pipa 8 inci*

- Internal area of pipe

$$A_i = \frac{\pi \times ID^2}{4}$$
$$A_i = \frac{\pi \times 7,982^2}{4}$$
$$A_i = 50,038 \text{ in}^2$$

- Gaya axial

$$F_{ax} = P \times A_i$$

$$F_{ax} = 87 \text{ psi} \times 50,038 \text{ in}^2$$

$$F_{ax} = 4353,309 \text{ lb}$$
- Cross section area of pipe

$$A_m = \frac{\pi \times (OD^2 - ID^2)}{4}$$

$$A_m = \frac{\pi \times (8,625 \text{ in}^2 - 7,982 \text{ in}^2)}{4}$$

$$A_m = 8,388 \text{ in}^2$$
- Tegangan axial

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

$$S_x = \frac{4353,309 \text{ lb}}{8,388 \text{ in}^2}$$

$$S_x = 518,979 \text{ psi}$$
- Momen bending

$$M_b = \frac{W \times L^2}{8}$$

$$M_b = \frac{2,383 \text{ lb/in} \times (857 \text{ in})^2}{8}$$

$$M_b = 218737,273 \text{ lb in}$$
- Tegangan tekuk

$$S_B = \frac{M_b}{Z}$$

$$S_B = \frac{218737,273 \text{ lb in}}{16,81 \text{ in}^3}$$

$$S_B = 13012,330 \text{ psi}$$
- Tegangan akibat beban internal

$$S_p = \frac{P \times D_o}{4t}$$

$$S_p = \frac{87 \text{ psi} \times 8,625 \text{ inc}}{4 \times 0.322 \text{ inc}}$$

$$S_p = 582,589 \text{ psi}$$
- Tegangan akibat beban longitudinal

$$S_L = S_p + S_x + S_B$$

$$S_L = 582,589 \text{ psi} + 518,979 \text{ psi} + 13012,330 \text{ psi}$$

$$S_L = 14113,898 \text{ psi}$$

- ❖ Nilai tegangan longitudinal harus memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$S_L \leq S_h$$

$$14113,898 \text{ psi} < 20000 \text{ psi}$$

Nilai tegangan longitudinal pipa tersebut **memenuhi allowable stress** berdasarkan ASME B31.3

4.2.1.2 Sustained load pada pipa 12 inchi

- Internal area of pipe

$$A_i = \frac{\pi \times ID^2}{4}$$

$$A_i = \frac{\pi \times 11,936^2}{4}$$

$$A_i = 111,898 \text{ in}^2$$

- Gaya axial

$$F_{ax} = P \times A_i$$

$$F_{ax} = 87 \text{ psi} \times 111,898 \text{ in}^2$$

$$F_{ax} = 9735,153 \text{ lb}$$

- Cross section area of pipe

$$A_m = \frac{\pi \times (OD^2 - ID^2)}{4}$$

$$A_m = \frac{\pi \times (12,75 \text{ in}^2 - 11,936 \text{ in}^2)}{4}$$

$$A_m = 15,778 \text{ in}^2$$

- Tegangan axial

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

$$S_x = \frac{9735,153 \text{ lb}}{15,778 \text{ in}^2}$$

$$S_x = 617,009 \text{ psi}$$

- Momen bending

$$M_b = \frac{W \times L^2}{8}$$

$$M_b = \frac{4,463 \text{ lb/in} \times (3350 \text{ in})^2}{8}$$

$$M_b = 6260611,906 \text{ lb in}$$

- Tegangan tekuk

$$S_B = \frac{M_b}{Z}$$

$$S_B = \frac{6260611,906 \text{ lb in}}{16,81 \text{ in}^3}$$

$$S_B = 86353,268 \text{ psi}$$

- Tegangan akibat beban internal

$$S_p = \frac{PxD_o}{4t}$$

$$S_p = \frac{87 \text{ psi} \times 12,75 \text{ inc}}{4 \times 0,406 \text{ inc}}$$

$$S_p = 683,204 \text{ psi}$$

- Tegangan akibat beban longitudinal

$$S_L = S_p + S_X + S_B$$

$$S_L = 683,204 \text{ psi} + 617,009 \text{ psi} + 86353,268 \text{ psi}$$

$$S_L = 87653,480 \text{ psi} / 16(\text{support})$$

$$SL = 5478,353 \text{ psi}$$

- ❖ Nilai tegangan longitudinal harus memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$S_L \leq S_h$$

$$5478,353 \text{ psi} < 20000 \text{ psi}$$

Nilai tegangan longitudinal pipa tersebut **memenuhi allowable stress** berdasarkan ASME B31.3

4.2.2 Perhitungan tegangan pipa karena beban ekspansi (*Expansion Load*)

4.2.2.1 *Expansion Load pada pipa 8 inchi*

- *Torsional Moment*

$$M_T = \frac{q/t}{2 A m t}$$

$$\frac{2,283 \text{ lb/in}}{0,322 \text{ in}}$$

$$M_T = \frac{2 \times 8,388 \text{ in}^2 \times 0,322 \text{ in}}$$

$$M_T = 1,370 \text{ lb in}$$

- *Torsional Stress*

$$S_T = \frac{M_T}{2Z}$$

$$S_T = \frac{1,370 \text{ lb in}}{2 \times 72,5 \text{ in}^3}$$

$$S_T = 0,041 \text{ psi}$$

- *Expansion Stress*

$$S_E = \sqrt{4S_T^2 + S_B^2}$$

$$S_E = \sqrt{4 \times 0,041^2 + 13012,330^2}$$

$$S_E = 13012,330 \text{ psi} / 6(\text{support})$$

$$S_E = 2168,772 \text{ psi}$$

- ❖ Nilai tegangan akibat beban ekspansi harus memenuhi persamaan berikut :

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

$$S_A = 1 (1.25 \times 20000 \text{ psi} + 0.25 \times 20000 \text{ psi})$$

$$S_A = 30000 \text{ psi}$$

$$S_E \leq S_A$$

$$2168,772 \text{ psi} \leq 30000 \text{ psi}$$

Nilai tegangan ekspansi pipa tersebut **memenuhi allowable stress** berdasarkan ASME B31.3

4.2.2.2 Expansion Load pada pipa 12 inchi

- Torsional Moment

$$M_T = \frac{q/t}{2 A m t}$$

$$M_T = \frac{\frac{4,463 \text{ lb/in}}{0,406 \text{ in}}}{2 \times 15,778 \text{ in} \times 0,406 \text{ in}}$$

$$M_T = 0,858 \text{ lb in}$$

- Torsional Stress

$$S_T = \frac{M_T}{2Z}$$

$$S_T = \frac{0,858 \text{ lb in}}{2 \times 72,5 \text{ in}^3}$$

$$S_T = 0,006 \text{ psi}$$

- Expansion Stress

$$S_E = \sqrt{4S_T^2 + S_B^2}$$

$$S_E = \sqrt{4 \times 0,006^2 + 86353,268^2}$$

$$S_E = 86353,268 \text{ psi} / 16(\text{support})$$

$$S_E = 5397,079 \text{ psi}$$

- ❖ Nilai tegangan akibat beban ekspansi harus memenuhi persamaan berikut :

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

$$S_A = 1 (1.25 \times 20000 \text{ psi} + 0.25 \times 20000 \text{ psi})$$

$$S_A = 30000 \text{ psi}$$

$$S_E \leq S_A$$

$$5397,079 \text{ psi} \leq 30000 \text{ psi}$$

Nilai tegangan ekspansi pipa tersebut **memenuhi allowable stress** berdasarkan ASME B31.3

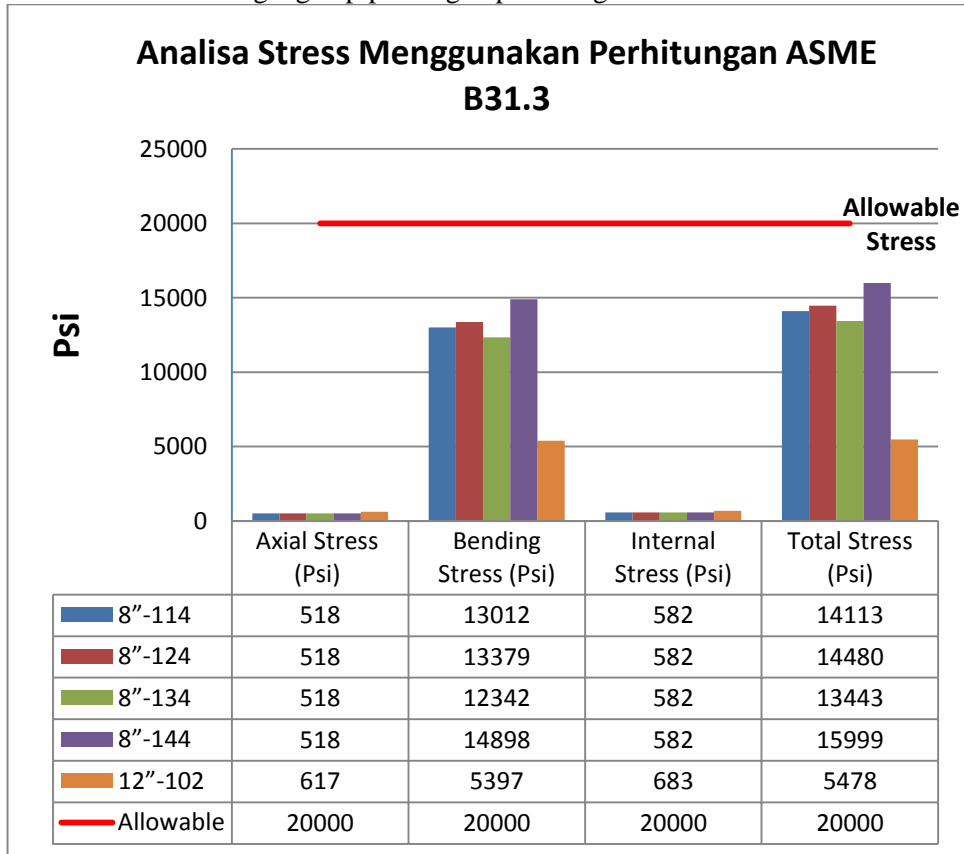
Tabel 4. 1 hasil perhitungan tegangan pipa (*Sustained Load*) menggunakan perhitungan berdasarkan *ASME B31.3*

Pipa No.	<i>Sustained Load</i>				
	<i>Axial Stress (Psi)</i>	<i>Bending Stress (Psi)</i>	<i>Internal Stress (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
8"-114	518	13012	582	14113	20000
8"-124	518	13379	582	14480	20000
8"-134	518	12342	582	13443	20000
8"-144	518	14898	582	15999	20000
12"-102	617	5397	683	5478	20000

Tabel 4. 2 hasil perhitungan tegangan pipa (*Expansion Load*) menggunakan perhitungan berdasarkan *ASME B31.3*

Pipa No.	<i>Expansion Load</i>			
	<i>Torsional Stress (Psi)</i>	<i>Expansion Stress (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
8"-114	0,041	2168	2168,041	30000
8"-124	0,041	2229	2229,041	30000
8"-134	0,041	2057	2057,041	30000
8"-144	0,041	2483	2483,041	30000
12"-102	0,006	5397	5397,006	30000

Grafik 4.1 Analisa tegangan pipa dengan perhitungan ASME B31.3

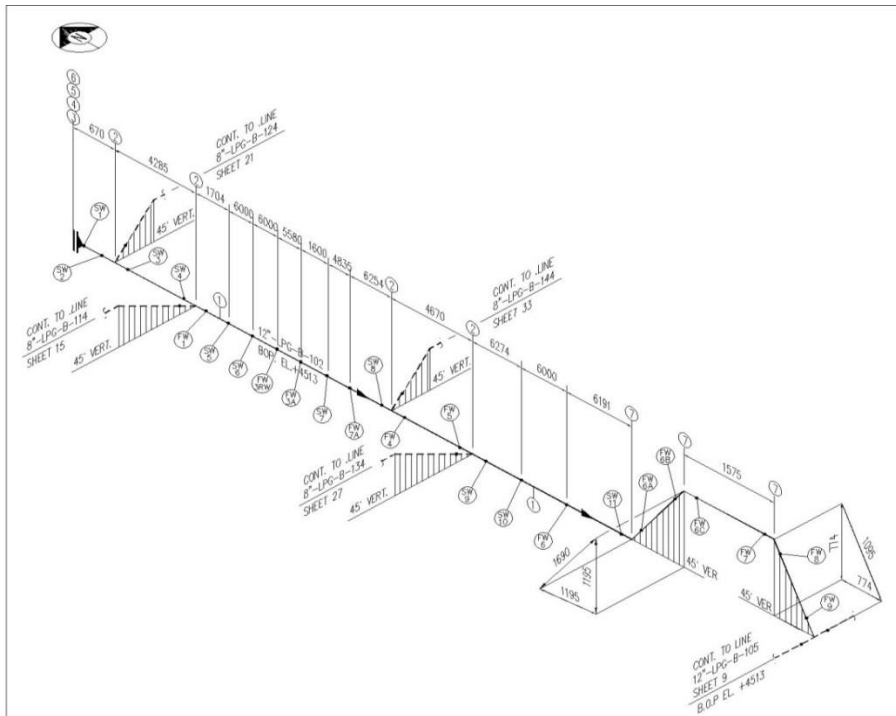


Berdasarkan grafik 4.1 diatas dapat kita ketahui bahwa dengan perhitungan menggunakan code ASME B31.3 pipa header 12 inch di Terminal LPG Semarang TIDAK mengalami *stress* karena dibawah nilai *allowable stress* yang sudah di tetapkan sehingga aman untuk digunakan.

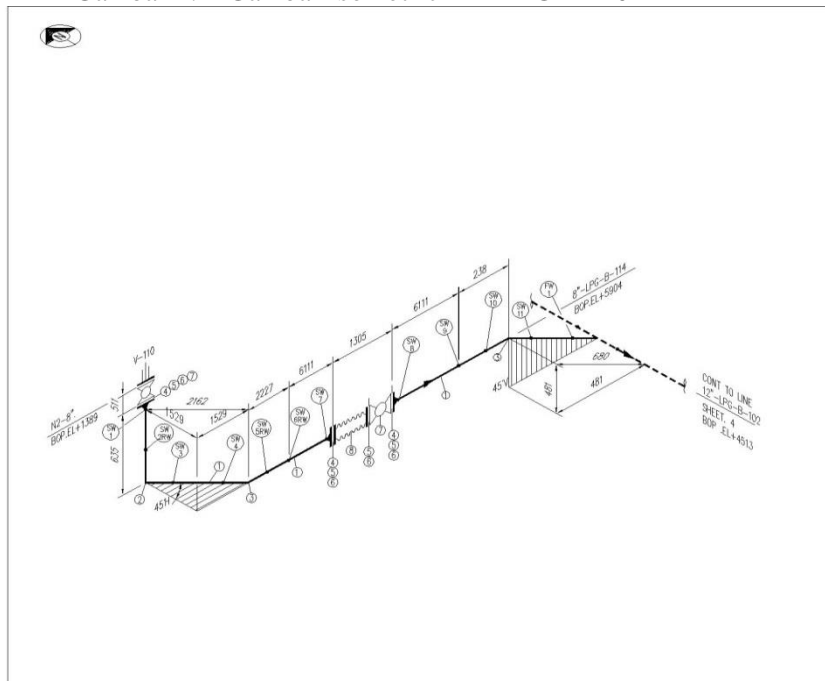
4.3 Pemodelan Sistem Perpipaan pada Isometric dan Caesar II

Pembuatan model berdasarkan jalur perpipaan yang diambil atau diteliti untuk diproses ke dalam CAESAR II. Jalur perpipaan yang akan dimodelkan adalah jalur sistem perpipaan dari tangki timbun (*storage*) menuju pompa di Terminal LPG Semarang. Analisa dilakukan dengan cara memodelkan sistem perpipaan yang terlihat pada isometric pipa ke dalam software CAESAR II.

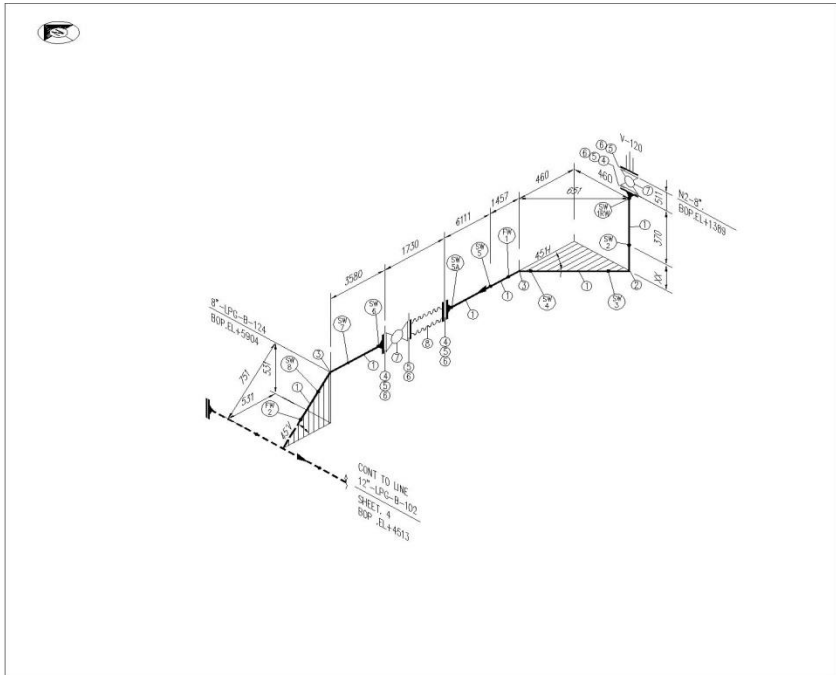
Bentuk isometric pada sistem perpipaan ini dibuat untuk melihat secara keseluruhan bentuk dari sistem perpipaan yang akan dianalisa. Gambar isometric ini mempermudah dalam melakukan analisa dan permodelan bentuk sistem perpipaan.



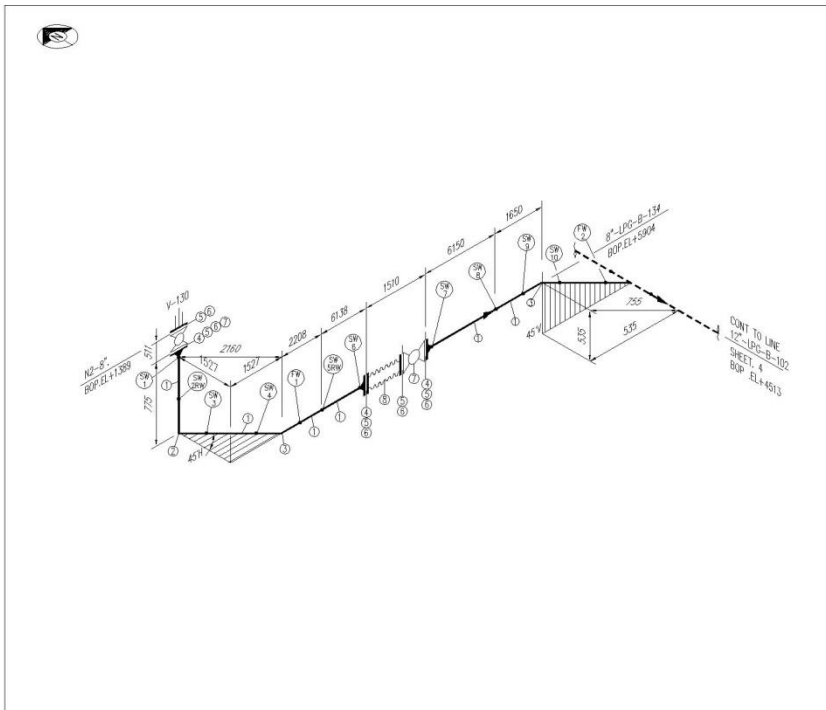
Gambar 4. 2 Gambar Isometric 12^{''}-LPG-B -102



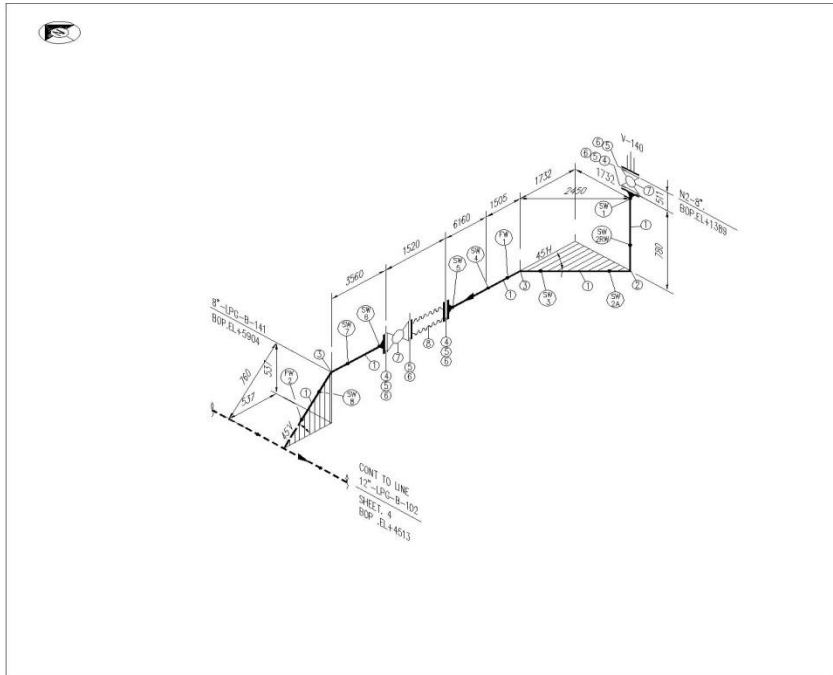
Gambar 4. 3 Gambar Isometric 8^{''}-LPG-B-114



Gambar 4. 4 Gambar Isometric 8”-LPG-B-124



Gambar 4. 5 Gambar Isometric 8”-LPG-B-134



Gambar 4. 6 Gambar Isometric 8”-LPG-B-144

Pemodelan instalasi perpipaan yang akan dilakukan dapat dilihat sebagai berikut :

1. Membuat file baru di CAESAR II

Klik file-new, maka akan tampil kotak seperti dibawah ini. masukkan nama file ini kemudian tentukan folder penempatan file tersebut, lalu tekan OK. Kotak penulisan nama kalkulasi pada awal dimulainya proses pemasukan data.



Gambar 4. 7 Membuat new file di Caesar II

- Menampilkan satuan yang akan digunakan
CAESAR II v.5.10 akan menampilkan kotak yang merupakan data satuan yang digunakan di CAESAR II v.5.10, kemudian tekan OK untuk proses selanjutnya.

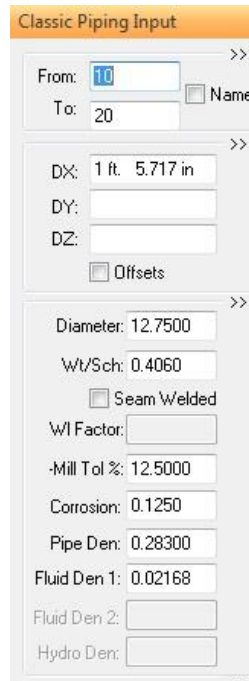


Gambar 4. 8 Satuan yang digunakan dalam Caesar II

Data yang ditampilkan dapat dirubah kedalam bentuk satuan yang lain yang diinginkan. Hal ini dapat mempermudah dalam penyamaan satuan-satuan untuk nilai tegangan yang dihasilkan melalui analisa software terhadap satuan nilai tegangan bahan yang dipakai pada sistem perpipaan.

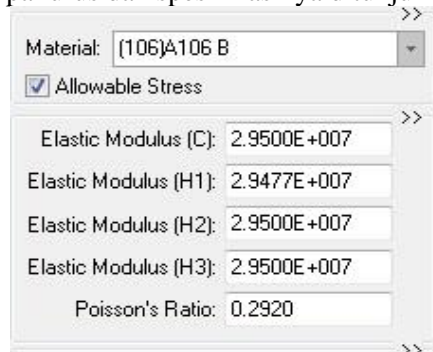
3. Penentuan Node dan Panjang Pipa

Selanjutnya adalah proses pemasukan data, yang pertama adalah memasukkan nilai node pertama (elemen 10-20) beserta dengan dimensi yaitu 55.843 mm pada kolom DX dan 119.606 mm pada kolom DZ. Interval node yang digunakan dalam pemodelan ini sebesar 10, dengan pemakaian node khusus seperti node 11900,11901 dan seterusnya bisa digunakan untuk pemodelan equipment-equipment tambahan.



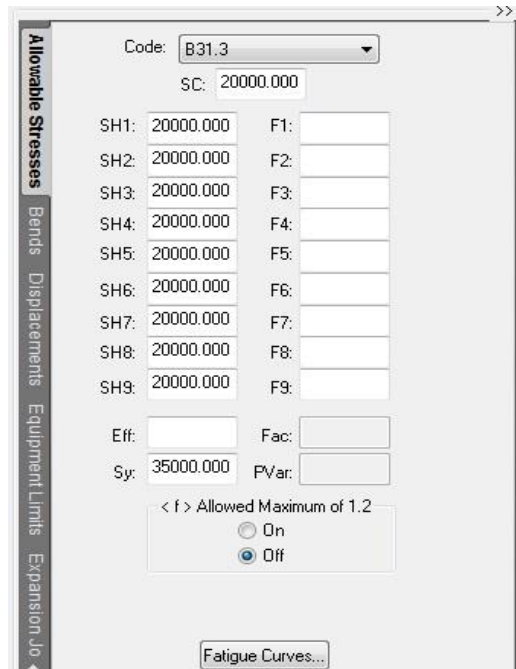
Gambar 4. 9 Pembuatan Node awal

Selanjutnya memasukkan data material pipa. Caesar II akan secara otomatis memasukkan nilai Modulus Elastisitas dan Poisson's Ratio sesuai jenis material pipa yang dipilih. Dalam kasus ini menggunakan pipa Carbon Steel jenis API-5L X65. Fluid density untuk fluida gas adalah 0.00003 kg/cm³. Hasil pemodelan pipa lurus dan spesifikasinya ditunjukkan pada gambar 4.4



Gambar 4. 10 Jenis Material yang digunakan pada CAESAR II

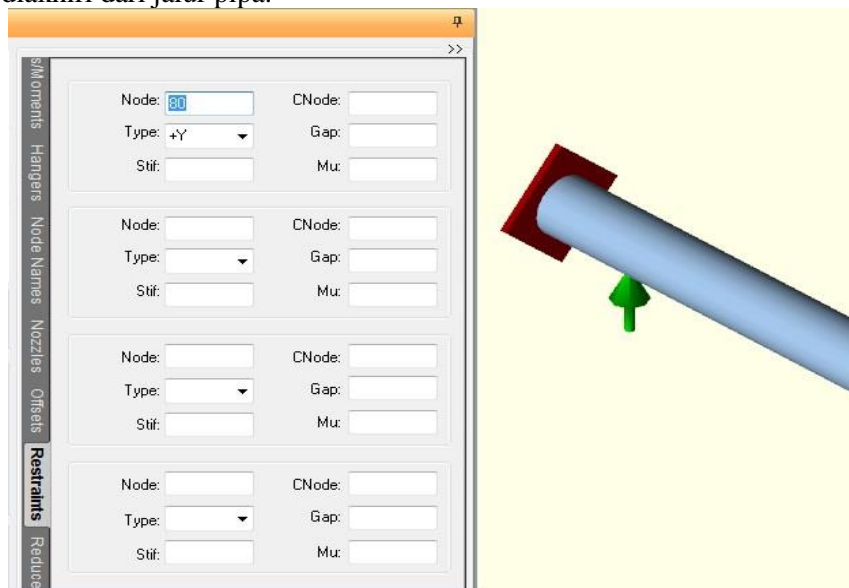
Untuk memeriksa wellhead pipa untuk TN - AA45rc / TN - AA46rc / TNAA47rc menggunakan ASME B31.3 sehingga kita dapat mendapatkan hasil tegangan dan perpindahan akibat berkelanjutan beban , beban operasional , beban termal dan beban lingkungan. Dan karena fluida yang digunakan adalah gas dan untuk menentukan tegangan operasi pipa dan membandingkan dengan yang diijinkan digunakan ASME B31.8 Bab VIII.



Gambar 4. 11 Pemilihan kode standar yang akan digunakan

4. Pembuatan Tumpuan (support)

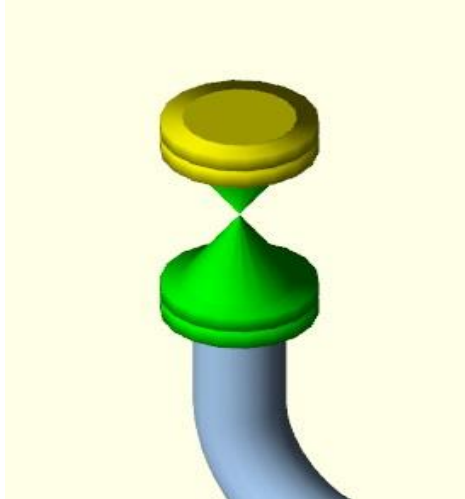
Proses pembuatan tumpuan sebagai permulaan dari kalkulasi pipping stress maka umumnya digunakan Anchor sebagai support di awal dan diakhiri dari jalur pipa.



Gambar 4. 12 Pembuatan Tumpuan

5. Pembuatan Katup (Valve)

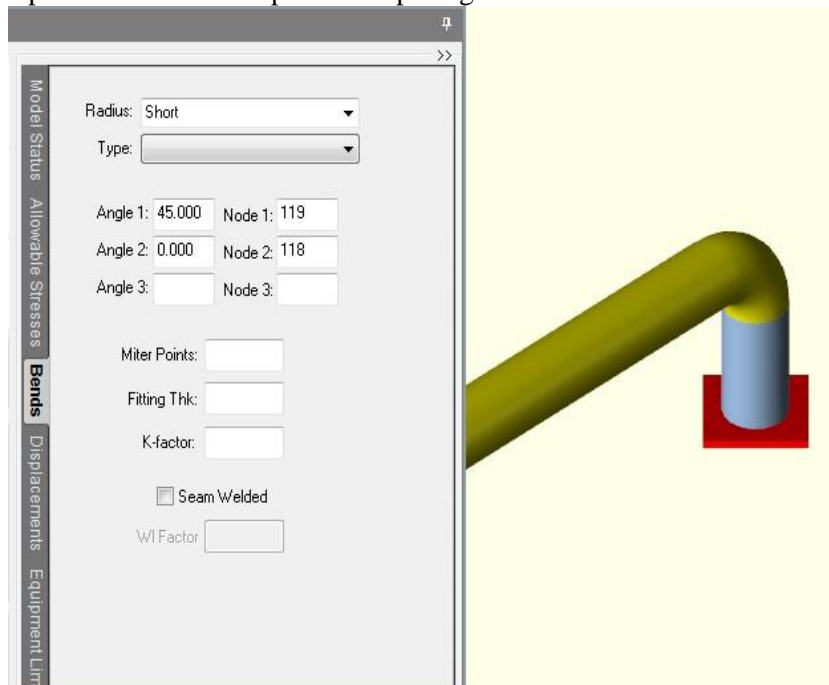
Pembuatan katup dengan jenis check valve pada node 860-870, hasil pemodelan check valve dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 4. 13 Pembuatan Ball Valve

6. Pembuatan Bengkokan (Elbow)

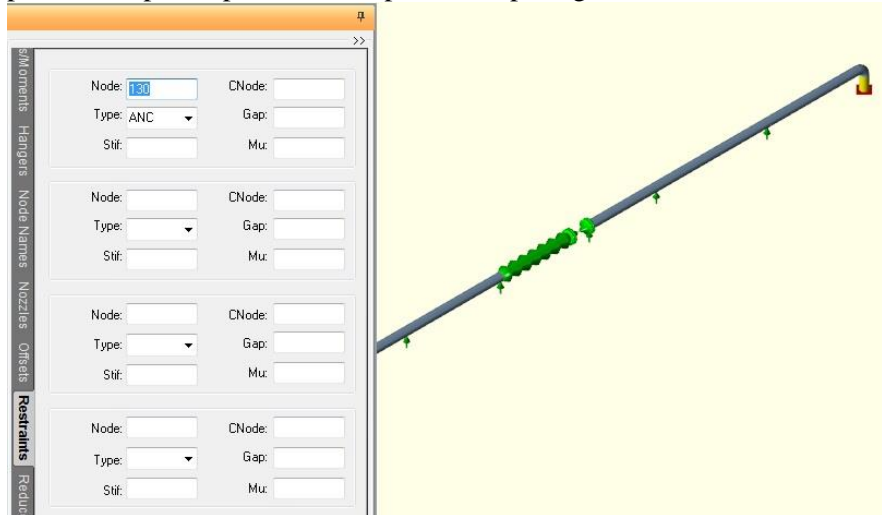
Node 290-300 adalah pembuatan bengkokan dengan jenis elbow , hasil pemodelan elbow dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 4. 14 Pembuatan Bengkokan (Elbow)

7. Pembuatan penumpu vertical

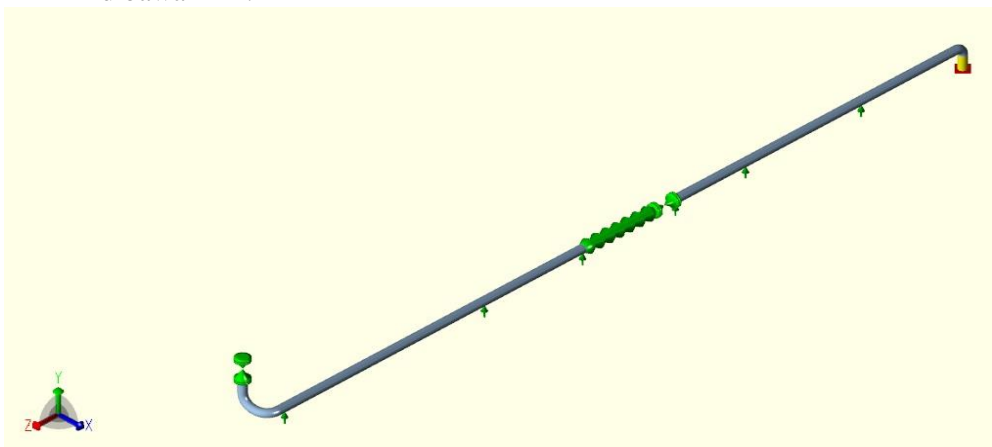
Node 260-270 adalah pembuatan penumpu vertical jenis +Y, yang berarti pipa hanya tertahan pergeserannya dalam arah y atau vertical. Hasil pemodelan penumpu vertikal dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 4. 15 Pembuatan Penumpu Vertical

Proses pembuatan sistem perpipaan ini ,tiap-tiap pemodelan dilakukan dalam arah sumbu X,Y,Z yang merupakan proyeksi bentuk sistem dalam bentuk 3D atau tiga dimensi. Secara keseluruhan dapat dilihat pada Appendix-1.

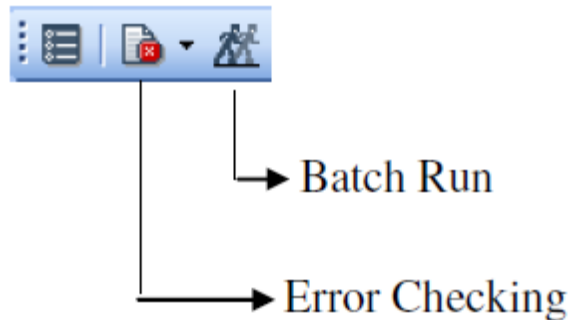
Hasil pemodelan sistem perpipaan dengan menggunakan CAESAR II yang akan dianalisa dalam hal ini dapat dilihat secara keseluruhan pada gambar dibawah ini :



Gambar 4. 16 Pemodelan pada Caesar II keseluruhan

Setelah model dibuat, maka langkah berikutnya untuk melakukan static analysis adalah dengan melakukan proses yang disebut dengan “error

checking". Ketika icon error checking telah ditekan maka CAESAR II akan melakukan pemeriksaan terhadap input dan semua data yang telah diinput sebelumnya.



Gambar 4. 17 error dan batch run

Hasil dari error checking adalah sebagai berikut :

- Warning : Jika dianggap kesalahan yang ditemukan tidaklah berbahaya dalam arti tidak mengakibatkan kesalahan fatal dalam hitungan.
- Fatal Error : jika kesalahan inputan sedemikian besar dan dikawatirkan hasil perhitungan akan sangat menyimpang dari code dan standard yang digunakan.

Pada kasus ini tidak terjadi fatal error, sehingga bisa di *running*

Errors and Warnings																																												
Errors 0		Warnings 1		Notes 1																																								
Message Type	Message Number	Element/Node Number	Message Text																																									
1	24E	220-230	At intersection node 220 three pipes frame into a two pipe joint. The largest (D) and smallest (T) will be used unless a socket weld, then the largest (T) will be used also. This should produce conservative sif's.																																									
2			<p style="text-align: center;">CENTER OF GRAVITY REPORT</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>Total Wght lb.</th> <th>X cg ft.</th> <th>Y cg ft.</th> <th>Z cg ft.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Pipe</td> <td>11702.6</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Insulation</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Refractory</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Fluid</td> <td>6372.4</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rfrty</td> <td>11702.6</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Fluid</td> <td>18075.1</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rfrty+Fld:</td> <td>18075.1</td> <td>108.7</td> <td>0.3</td> <td>0.2</td> </tr> </tbody> </table>			Total Wght lb.	X cg ft.	Y cg ft.	Z cg ft.	Pipe	11702.6	108.7	0.3	0.2	Insulation	0.0	0.0	0.0	0.0	Refractory	0.0	0.0	0.0	0.0	Fluid	6372.4	108.7	0.3	0.2	Pipe+Ins+Rfrty	11702.6	108.7	0.3	0.2	Pipe+Fluid	18075.1	108.7	0.3	0.2	Pipe+Ins+Rfrty+Fld:	18075.1	108.7	0.3	0.2
	Total Wght lb.	X cg ft.	Y cg ft.	Z cg ft.																																								
Pipe	11702.6	108.7	0.3	0.2																																								
Insulation	0.0	0.0	0.0	0.0																																								
Refractory	0.0	0.0	0.0	0.0																																								
Fluid	6372.4	108.7	0.3	0.2																																								
Pipe+Ins+Rfrty	11702.6	108.7	0.3	0.2																																								
Pipe+Fluid	18075.1	108.7	0.3	0.2																																								
Pipe+Ins+Rfrty+Fld:	18075.1	108.7	0.3	0.2																																								

Gambar 4. 18 Pemeriksaan error

Untuk analisa statis kita harus menentukan beban yang terjadi dalam sistem perpipaan, dalam sistem perpipaan dikelompokkan menjadi tiga beban utama, yaitu :

1. Sustained Load
2. Thermal Load / Expansion Load
3. Occasional Load

Untuk kasus pepipaan ini ada beberapa load case yang digunakan, yaitu :

Tabel 4. 3 Jenis Load case yang digunakan

	Load Case	Stress Type
L1	W+P1	SUS
L2	W+P2	SUS
L3	U1	OCC
L4	U2	OCC
L5	U3	OCC
L6	D1+T1	EXP
L7	D2+T2	EXP
L8	WIN1	OCC
L9	WIN2	OCC
L10	WIN3	OCC
L11	WIN4	OCC

Keterangan :

W = Berat pipa

D1 = Displacement pada kondisi desain

D2 = Displacement pada kondisi operasional

P1 = Tekanan pada kondisi desain

P2 = Tekanan pada kondisi operasional

T1 = Temperatur pada kondisi desain

T2 = Temperatur pada kondisi operasional

U1,U2,U3 = Beban gempabumi di sumbu X, Y, Z

WIN1 = Beban angin di sumbu +X

WIN2 = Beban angin di sumbu -X

WIN3 = Beban angin di sumbu +Y

WIN4 = Beban angin di sumbu -Y

SUS = Sustained loads

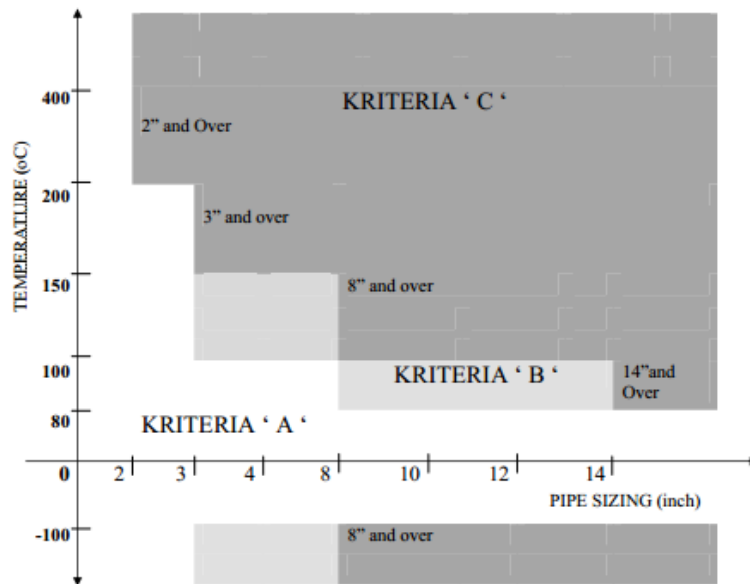
EXP = Expansion loads

HP = Pressure in hydrotest

OCC = Occasional loads

4.4 Hasil Analisa dengan Menggunakan Software Caesar II V.8.0

Pada analisa tegangan dengan menggunakan software CAESAR II kali ini, pertama kali kita harus menentukan kategori berdasarkan pada *temperature* dan diameter yang digunakan pada line tersebut. Pemilihan kategori dapat dilihat pada buku *stress analysis* Chamsudi. Gambar berikut merupakan kriteria dalam pemilihan kategori. Dari ketiga kategori tersebut, maka penentuan perhitungan tegangan dapat dibedakan menjadi :



Gambar 4. 19 Grafik Pemilihan Tegangan Pipa

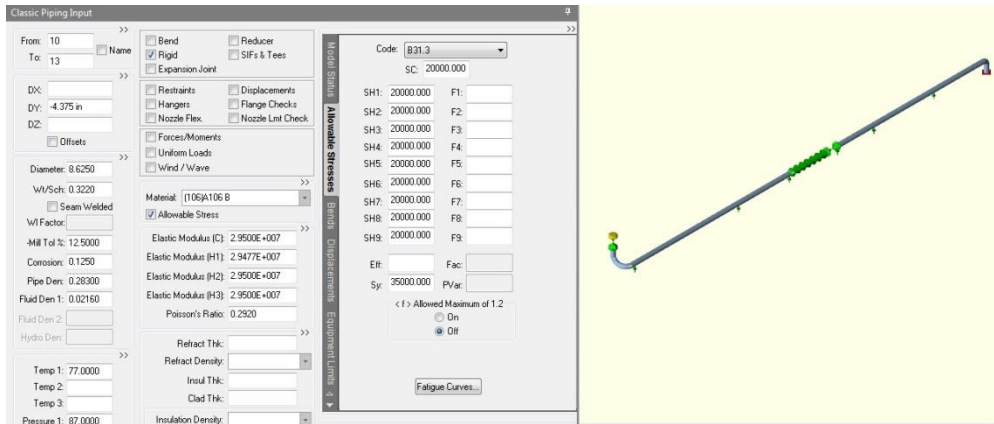
Sumber : Chamsudi, 2005

Keterangan Gambar :

- Kriteria “A” : Tidak perlu dianalisa. Sehingga perhitungan peletakan penyangga dapat menggunakan rekomendasi MSS SP-69
- Kriteria “B” : Perlu dilakukan koreksi dengan metode sederhana yang ada. Sehingga perhitungan tegangan dapat menggunakan rekomendasi perhitungan ASME
- Kriteria “C” : Detail analisa harus dilakukan dengan komputer. Sehingga perhitungan tegangan dapat menggunakan rekomendasi software CAESAR

4.4.1 Analisa CAESAR Pada Line 8”-LPG-B-114

Pada line 8”-LPG-B-114 merupakan jalur pipa dimana menggunakan diameter 8 inch dengan sch 40S. Dimana pada line ini dialiri fluida berupa LPG yang memiliki suhu 77 F dan tekanan mencapai 87 psi sehingga pada jalur line ini merupakan jalur critical line maka perlu dilakukan analisa dengan menggunakan software CAESAR untuk menghitung tegangan. Pada gambar merupakan pemodelan line 8”-LPG-B-114 dengan menggunakan CAESAR II V.8.0.



Gambar 4. 20 Pemodelan Line 8"- LPG-B-114

Pada perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II didapatkan perhitungan tegangan dan allowable stress sesuai dengan standard ASME B31.3. Pada gambar merupakan hasil perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II.

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%) :	29.8	@Node	120	
Code Stress:	5953.3	Allowable Stress:		20000.0
Axial Stress:	887.5	@Node	30	
Bending Stress:	5098.5	@Node	120	
Torsion Stress:	964.5	@Node	40	
Hoop Stress:	1817.5	@Node	28	
Max Stress Intensity:	6018.8	@Node	120	

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

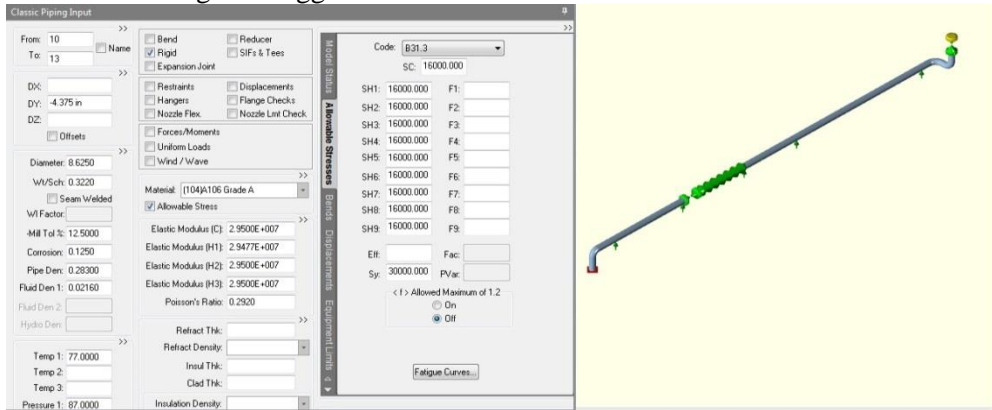
Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%) :	0.1	@Node	120	
Code Stress:	27.1	Allowable Stress:		44046.7
Axial Stress:	0.4	@Node	120	
Bending Stress:	26.7	@Node	120	
Torsion Stress:	0.0	@Node	120	
Hoop Stress:	0.0	@Node	13	
Max Stress Intensity:	42.5	@Node	120	

Gambar 4. 21 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-114

4.4.2 Analisa CAESAR Pada Line 8"-LPG-B-124

Pada line 8"-LPG-B-124 merupakan jalur pipa dimana menggunakan diameter 8 inch dengan sch 40S. Dimana pada line ini dialiri fluida berupa LPG yang memiliki suhu 77 F dan tekanan mencapai 87 psi sehingga pada jalur line ini merupakan jalur critical line maka perlu dilakukan analisa dengan menggunakan software CAESAR untuk menghitung tegangan. Pada gambar merupakan pemodelan line 8"-LPG-B-124 dengan menggunakan CAESAR II V.8.0.



Gambar 4. 22 Pemodelan Line 8"- LPG-B-124

Pada perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II didapatkan perhitungan tegangan dan allowable stress sesuai dengan standard ASME B31.3. Pada gambar merupakan hasil perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II.

```

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                    29.8      @Node 110
Code Stress:                   5966.8   Allowable Stress: 20000.0
Axial Stress:                   887.5    @Node 30
Bending Stress:                 5091.9   @Node 110
Torsion Stress:                 964.5    @Node 40
Hoop Stress:                   1817.5   @Node 28
Max Stress Intensity:          5992.0   @Node 110
    
```

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

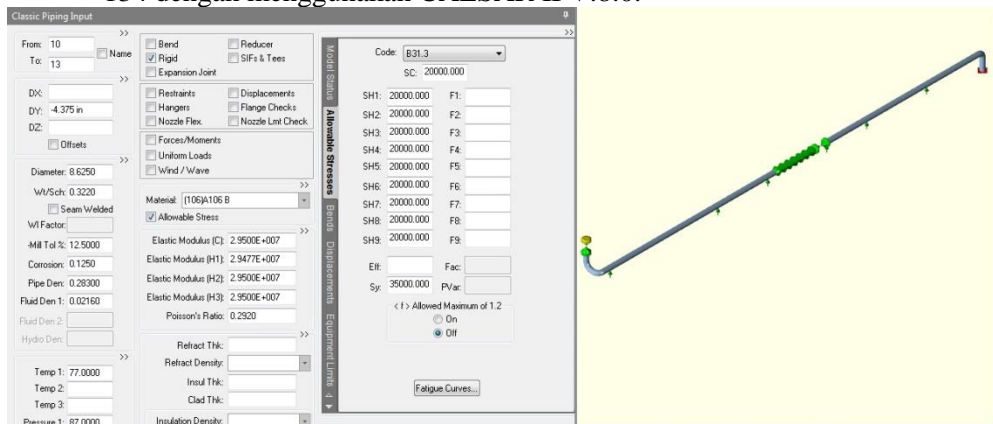
Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%) :	0.3	@Node	110
Code Stress:	111.1	Allowable Stress:	44033.2
Axial Stress:	5.7	@Node	110
Bending Stress:	105.4	@Node	110
Torsion Stress:	0.0	@Node	110
Hoop Stress:	0.0	@Node	13
Max Stress Intensity:	174.1	@Node	110

Gambar 4. 23 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-124

4.4.3 Analisa CAESAR Pada Line 8"-LPG-B-134

Pada line 8"-LPG-B-134 merupakan jalur pipa dimana menggunakan diameter 8 inch dengan sch 40S. Dimana pada line ini dialiri fluida berupa LPG yang memiliki suhu 77 F dan tekanan mencapai 87 psi sehingga pada jalur line ini merupakan jalur critical line makan perlu dilakukan analisa dengan menggunakan software CAESAR untuk menghitung tegangan. Pada gambar merupakan pemodelan line 8"-LPG-B-134 dengan menggunakan CAESAR II V.8.0.



Gambar 4. 24 Pemodelan Line 8"- LPG-B-134

Pada perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II didapatkan perhitungan tegangan dan allowable stress sesuai dengan standard ASME B31.3. Pada gambar merupakan hasil perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II.

```

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                    25.9      @Node    130
Code Stress:                   5181.6    Allowable Stress:    20000.0
Axial Stress:                   887.5    @Node     30
Bending Stress:                 4326.3    @Node    130
Torsion Stress:                  818.2    @Node     40
Hoop Stress:                    1817.5    @Node     28
Max Stress Intensity:          5245.9    @Node    130

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

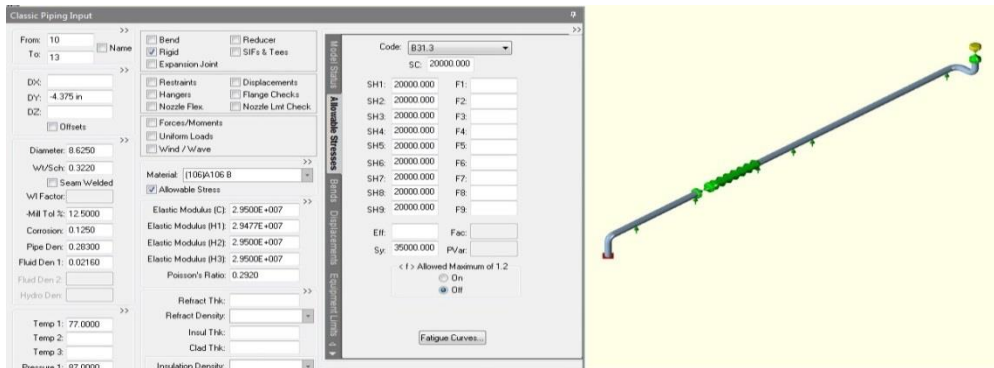
Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                      0.1      @Node    130
Code Stress:                     36.5    Allowable Stress:    44818.4
Axial Stress:                     0.7    @Node    130
Bending Stress:                   35.8    @Node    130
Torsion Stress:                    0.0    @Node    140
Hoop Stress:                       0.0    @Node     13
Max Stress Intensity:             57.1    @Node    130

```

Gambar 4. 25 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-134

4.4.4 Analisa CAESAR Pada Line 8"-LPG-B-144

Pada line 8"-LPG-B-144 merupakan jalur pipa dimana menggunakan diameter 8 inch dengan sch 40S. Dimana pada line ini dialiri fluida berupa LPG yang memiliki suhu 77 F dan tekanan mencapai 87 psi sehingga pada jalur line ini merupakan jalur critical line maka perlu dilakukan analisa dengan menggunakan software CAESAR untuk menghitung tegangan. Pada gambar merupakan pemodelan line 8"-LPG-B-144 dengan menggunakan CAESAR II V.8.0.



Gambar 4. 26 Pemodelan Line 8"- LPG-B-144

Pada perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II didapatkan perhitungan tegangan dan allowable stress sesuai dengan standard ASME B31.3. Pada gambar merupakan hasil perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II.

```
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%): 33.7 @Node 120
Code Stress: 6740.5 Allowable Stress: 20000.0
Axial Stress: 887.5 @Node 30
Bending Stress: 5872.9 @Node 120
Torsion Stress: 1112.3 @Node 40
Hoop Stress: 1817.5 @Node 28
Max Stress Intensity: 6780.2 @Node 120

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

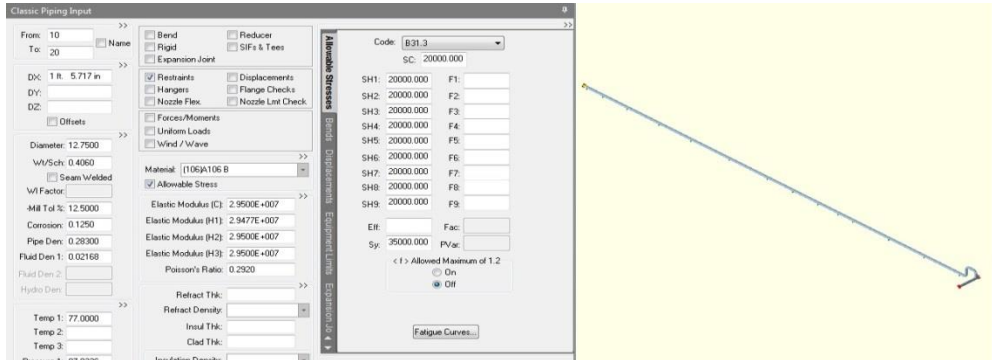
Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%): 0.2 @Node 120
Code Stress: 100.9 Allowable Stress: 43259.5
Axial Stress: 4.7 @Node 120
Bending Stress: 96.3 @Node 120
Torsion Stress: 0.0 @Node 38
Hoop Stress: 0.0 @Node 13
Max Stress Intensity: 158.1 @Node 120
```

Gambar 4. 27 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-144

4.4.5 Analisa CAESAR Pada Line 12"-LPG-B-102

Pada line 12"-LPG-B-102 merupakan jalur pipa dimana menggunakan diameter 12 inch dengan sch 40S. Dimana pada line ini dialiri

fluida berupa LPG yang memiliki suhu 77 F dan tekanan mencapai 87 psi sehingga pada jalur line ini merupakan jalur critical line maka perlu dilakukan analisa dengan menggunakan software CAESAR untuk menghitung tegangan. Pada gambar merupakan pemodelan line 8"-LPG-B-102 dengan menggunakan CAESAR II V.8.0.



Gambar 4. 28 Pemodelan Line 8"- LPG-B-102

Pada perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II didapatkan perhitungan tegangan dan allowable stress sesuai dengan standard ASME B31.3. Pada gambar merupakan hasil perhitungan tegangan dengan menggunakan CAESAR II.

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%) :	9.8	@Node	90
Code Stress:	1961.0	Allowable Stress:	20000.0
Axial Stress:	922.4	@Node	250
Bending Stress:	1046.8	@Node	90
Torsion Stress:	18.9	@Node	240
Hoop Stress:	1887.2	@Node	20
Max Stress Intensity:	2019.3	@Node	240

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	7.9	@Node	209
Code Stress:	3884.8	Allowable Stress:	49085.8
Axial Stress:	1256.3	@Node	240
Bending Stress:	3713.4	@Node	209
Torsion Stress:	927.8	@Node	240
Hoop Stress:	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity:	5453.6	@Node	209

Gambar 4. 29 Perhitungan Tegangan Line 8"-LPG-B-102

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II Ver. 8.0

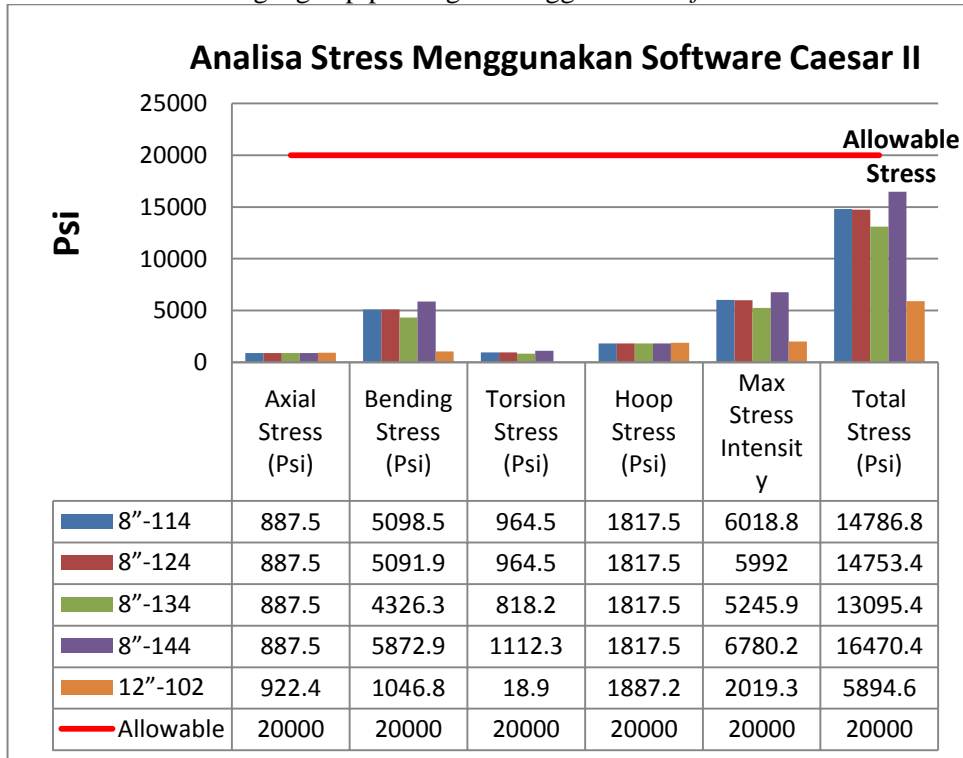
Tabel 4. 4 hasil perhitungan tegangan pipa (*Sustained Load*) menggunakan Caesar II Ver.8.0

Pipa No.	<i>Sustained Load</i>						
	<i>Axial Stress (Psi)</i>	<i>Bending Stress (Psi)</i>	<i>Torsion Stress (Psi)</i>	<i>Hoop Stress (Psi)</i>	<i>Max Stress Intensity (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
8"-114	887,5	5098,5	964,5	1817,5	6018,8	14786,8	20000
8"-124	887,5	5091,9	964,5	1817,5	5992	14753,4	20000
8"-134	887,5	4326,3	818,2	1817,5	5245,9	13095,4	20000
8"-144	887,5	5872,9	1112,3	1817,5	6780,2	16470,4	20000
12"-102	922,4	1046,8	18,9	1887,2	2019,3	5894,6	20000

Tabel 4. 5 hasil perhitungan tegangan pipa (*Expansion Load*) menggunakan Caesar II Ver.8.0

Pipa No.	<i>Expansion Load</i>						
	<i>Axial Stress (Psi)</i>	<i>Bending Stress (Psi)</i>	<i>Torsion Stress (Psi)</i>	<i>Hoop Stress (Psi)</i>	<i>Max Stress Intensity (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
8"-114	0,4	26,7	0	0	42,5	27,1	44046,7
8"-124	5,7	105,4	0	0	174,1	111,1	44033,2
8"-134	0,7	35,8	0	0	57,1	36,5	44818,4
8"-144	4,7	96,3	0	0	158,1	101	43259,5
12"-102	1256,3	3713,4	927,8	0	5453,6	5897,5	49083,2

Grafik 4.2 Analisa tegangan pipa dengan menggunakan *software* Caesar II



Berdasarkan grafik 4.2 diatas dapat kita ketahui bahwa dengan menggunakan *software* Caesar II v.8.0 pipa header 12 inch di Terminal LPG Semarang TIDAK mengalami *stress* karena dibawah nilai *allowable stress* yang sudah di tetapkan sehingga aman untuk digunakan.

4.5 Koreksi error antara perhitungan berdasarkan ASME B31.3 dengan perhitungan menggunakan *software* Caesar II V.8.0

Tabel 4. 6 Koreksi error

Pipa No.	ASME B31.3	Caesar II	Error
8"-114	14113	14786	4.55%
8"-124	14480	14753	1.85%
8"-134	13443	13095	2.66%
8"-144	15999	16470	2.86%
12"-102	5478	5894	7.06%

4.6 Analisa tegangan pipa header 12 inch dengan tekanan pipa tetap (87 Psi) dan ketebalan pipa yang berbeda

Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah tebal dinding pipa

- 0,15 inch
- 0,25 inch
- 0,35 inch
- 0,45 inch

4.5.1 Perhitungan tegangan pipa model 1 (0,15 inch)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

```
Piping Code: B31.3          = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                    89.6          @Node    90
Code Stress:                  17920.6       Allowable Stress: 20000.0
Axial Stress:                 11030.2       @Node    250
Bending Stress:              6950.6        @Node    90
Torsion Stress:              160.0         @Node    240
Hoop Stress:                 22103.7       @Node    30
Max Stress Intensity:        22237.4       @Node    240
```

Gambar 4. 30 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan ketebalan pipa 0,15 inch

```
Piping Code: B31.3          = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                    8.0          @Node    209
Code Stress:                  3134.0       Allowable Stress: 39047.9
Axial Stress:                 1256.3       @Node    240
Bending Stress:              3041.6        @Node    209
Torsion Stress:              499.3         @Node    240
Hoop Stress:                  0.0         @Node    20
Max Stress Intensity:        18268.3       @Node    209
```

Gambar 4. 31 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan ketebalan pipa 0,15 inch

4.5.2 Perhitungan tegangan pipa model 2 (0,25 inch)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

```
Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                    19.5      @Node    90
Code Stress:                   3896.9    Allowable Stress: 20000.0
Axial Stress:                   2154.0    @Node   250
Bending Stress:                 1757.4    @Node    90
Torsion Stress:                  36.6     @Node   240
Hoop Stress:                    4351.1    @Node    20
Max Stress Intensity:          4482.9    @Node   240
```

Gambar 4. 32 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan ketebalan pipa 0,25 inch

```
Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                      7.6      @Node   209
Code Stress:                     3616.7    Allowable Stress: 47870.2
Axial Stress:                     1256.3    @Node   240
Bending Stress:                   3490.4    @Node   209
Torsion Stress:                    683.6     @Node   240
Hoop Stress:                       0.0     @Node    20
Max Stress Intensity:             7027.7    @Node   209
```

Gambar 4. 33 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan ketebalan pipa 0,25

4.5.3 Perhitungan tegangan pipa model 3 (0,35 inch)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	11.7	@Node	90
Code Stress:	2345.2	Allowable Stress:	20000.0
Axial Stress:	1167.9	@Node	250
Bending Stress:	1186.7	@Node	90
Torsion Stress:	22.5	@Node	240
Hoop Stress:	2378.6	@Node	20
Max Stress Intensity:	2510.5	@Node	240

Gambar 4. 34 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan ketebalan pipa 0,35

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	7.8	@Node	209
Code Stress:	3820.7	Allowable Stress:	48843.2
Axial Stress:	1256.3	@Node	240
Bending Stress:	3664.1	@Node	209
Torsion Stress:	847.3	@Node	240
Hoop Stress:	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity:	5774.5	@Node	209

Gambar 4. 35 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan ketebalan pipa 0,35

4.5.4 Perhitungan tegangan pipa model 4 (0,45 inch)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	8.8	@Node	90
Code Stress:	1753.0	Allowable Stress:	20000.0
Axial Stress:	788.8	@Node	250
Bending Stress:	971.6	@Node	90
Torsion Stress:	17.0	@Node	240
Hoop Stress:	1620.0	@Node	20
Max Stress Intensity:	1805.4	@Node	90

Gambar 4. 36 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan ketebalan pipa 0,45 inch

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	8.0	@Node	209
Code Stress:	3920.2	Allowable Stress:	49217.8
Axial Stress:	1256.3	@Node	240
Bending Stress:	3738.1	@Node	209
Torsion Stress:	986.0	@Node	240
Hoop Stress:	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity:	5274.1	@Node	209

Gambar 4. 37 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan ketebalan pipa 0,45 inch

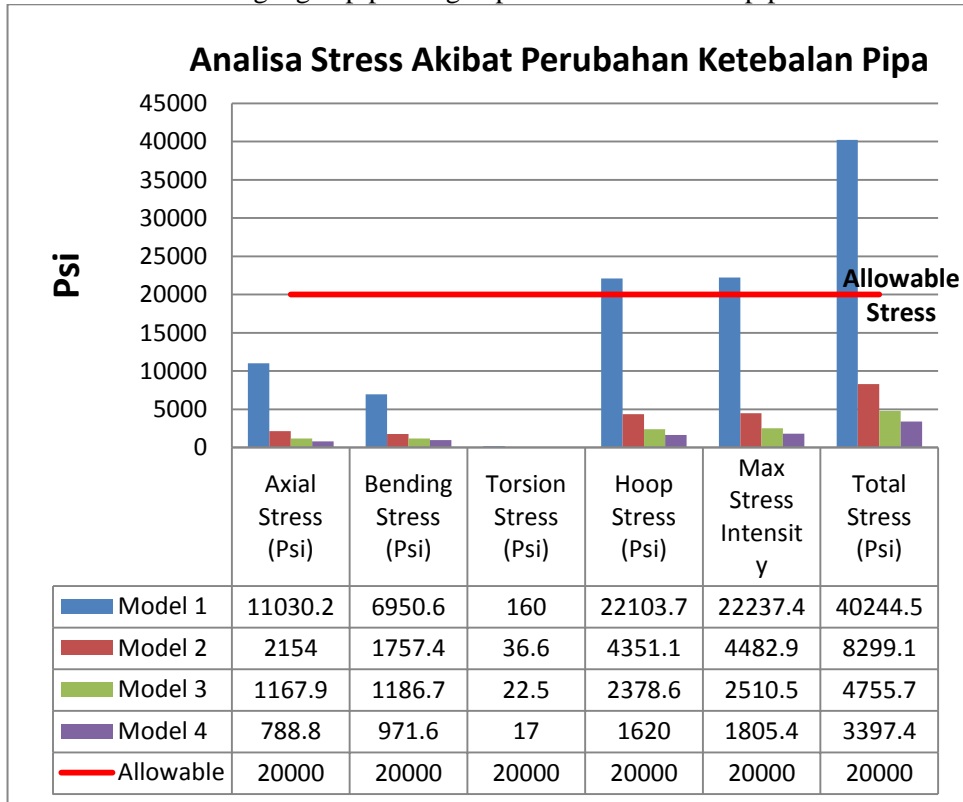
Tabel 4. 6 hasil perhitungan tegangan pipa (*Sustained Load*) menggunakan Caesar II Ver.8.0

Pipa	<i>Sustained Load</i>						
	<i>Axial Stress (Psi)</i>	<i>Bending Stress (Psi)</i>	<i>Torsion Stress (Psi)</i>	<i>Hoop Stress (Psi)</i>	<i>Max Stress Intensity (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
Model 1	11030,2	6950,6	160	22103,7	22237,4	40244,5	20000
Model 2	2154	1757,4	36,6	4351,1	4482,9	8299,1	20000
Model 3	1167,9	1186,7	22,5	2378,6	2510,5	4755,7	20000
Model 4	788,8	971,6	17,0	1620,0	1805,4	3397,4	20000

Tabel 4. 7 hasil perhitungan tegangan pipa (*Expansion Load*) menggunakan Caesar II Ver.8.0

Pipa	<i>Expansion Load</i>						
	<i>Axial Stress (Psi)</i>	<i>Bending Stress (Psi)</i>	<i>Torsion Stress (Psi)</i>	<i>Hoop Stress (Psi)</i>	<i>Max Stress Intensity (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
Model 1	1256,3	3041,6	499,3	0	18268,3	4797,2	39047,9
Model 2	1256,3	3490,4	683,6	0	7027,7	5430,3	47870,2
Model 3	1256,3	3664,1	847,3	0	5774,5	5767,7	48843,2
Model 4	1256,3	3738,1	986,0	0	5274,1	5980,4	49217,8

Grafik 4.3 Analisa tegangan pipa dengan perubahan ketebalan pipa



Berdasarkan grafik 4.3 diatas dapat kita ketahui bahwa semakin tipis ketebalan suatu pipa maka semakin besar *stress* yang terjadi pada pipa tersebut. Dalam kasus ini, pipa header 12 inch di Terminal LPG Semarang tidak mengalami *stress* pada saat menggunakan pipa dengan schedule 40 dengan ketebalan pipa 0,40 inch. Namun, pada ketebalan pipa di bawah 0,18 inch pipa tersebut akan mengalami *stress*.

4.7 Analisa tegangan pipa header 12 inch dengan ketebalan pipa tetap (0,4 inch) dan tekanan pipa yang berbeda

Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah tekanan pipa sebesar :

- 362 Psi (25 Bar)
- 725 Psi (50 Bar)
- 1087 Psi (75 Bar)
- 1450 Psi (100 Bar)

4.7.1 Perhitungan tegangan pipa model 1 (362 Psi)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	24.4	@Node	90
Code Stress:	4875.5	Allowable Stress:	20000.0
Axial Stress:	3836.9	@Node	250
Bending Stress:	1046.8	@Node	90
Torsion Stress:	18.6	@Node	240
Hoop Stress:	7850.6	@Node	20
Max Stress Intensity:	8397.8	@Node	240

Gambar 4. 38 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan tekanan 362 psi

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	8.2	@Node	209
Code Stress:	3807.9	Allowable Stress:	46171.0
Axial Stress:	1256.3	@Node	240
Bending Stress:	3631.7	@Node	209
Torsion Stress:	951.3	@Node	240
Hoop Stress:	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity:	5346.0	@Node	209

Gambar 4. 39 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan tekanan 362 psi

4.7.2 Perhitungan tegangan pipa model 2 (725 Psi)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	43.6	@Node	90
Code Stress:	8723.0	Allowable Stress:	20000.0
Axial Stress:	7684.3	@Node	250
Bending Stress:	1046.8	@Node	90
Torsion Stress:	18.3	@Node	240
Hoop Stress:	15723.0	@Node	20
Max Stress Intensity:	16818.7	@Node	240

Gambar 4. 40 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan tekanan 725 psi

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	8.8	@Node	209	
Code Stress:	3714.8	Allowable Stress:		42323.3
Axial Stress:	1256.3	@Node	240	
Bending Stress:	3532.5	@Node	209	
Torsion Stress:	980.9	@Node	240	
Hoop Stress:	0.0	@Node	20	
Max Stress Intensity:	5215.6	@Node	209	

Gambar 4. 41 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan tekanan 725 psi

4.7.3 Perhitungan tegangan pipa model 3 (1087 Psi)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	62.8	@Node	90	
Code Stress:	12559.9	Allowable Stress:		20000.0
Axial Stress:	11521.2	@Node	240	
Bending Stress:	1046.8	@Node	90	
Torsion Stress:	17.9	@Node	240	
Hoop Stress:	23573.6	@Node	20	
Max Stress Intensity:	25216.4	@Node	240	

Gambar 4. 42 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan tekanan 1087 psi

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	9.4	@Node	209	
Code Stress:	3630.0	Allowable Stress:		38486.2
Axial Stress:	1256.3	@Node	240	
Bending Stress:	3441.8	@Node	209	
Torsion Stress:	1008.9	@Node	240	
Hoop Stress:	0.0	@Node	20	
Max Stress Intensity:	5096.8	@Node	209	

Gambar 4. 43 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan tekanan 1087 psi

4.7.4 Perhitungan tegangan pipa model 4 (1450 Psi)

Berikut ini merupakan hasil perhitungan tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar II V.8.0

```
Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                    82.1      @Node    90
Code Stress:                   16411.4   Allowable Stress:    20000.0
Axial Stress:                   15372.7   @Node    240
Bending Stress:                  1046.8   @Node    90
Torsion Stress:                   17.6    @Node    240
Hoop Stress:                    31454.2   @Node    20
Max Stress Intensity:          33646.1   @Node    240
```

Gambar 4. 44 hasil perhitungan tegangan *sustained* dengan tekanan 1450 psi

```
Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)
Ratio (%):                    10.3      @Node   209
Code Stress:                   3551.7   Allowable Stress:   34634.6
Axial Stress:                   1256.3   @Node    240
Bending Stress:                  3357.8   @Node   209
Torsion Stress:                  1035.7   @Node    240
Hoop Stress:                      0.0    @Node    20
Max Stress Intensity:          4987.1   @Node   209
```

Gambar 4. 45 hasil perhitungan tegangan *expansion* dengan tekanan 1450 psi

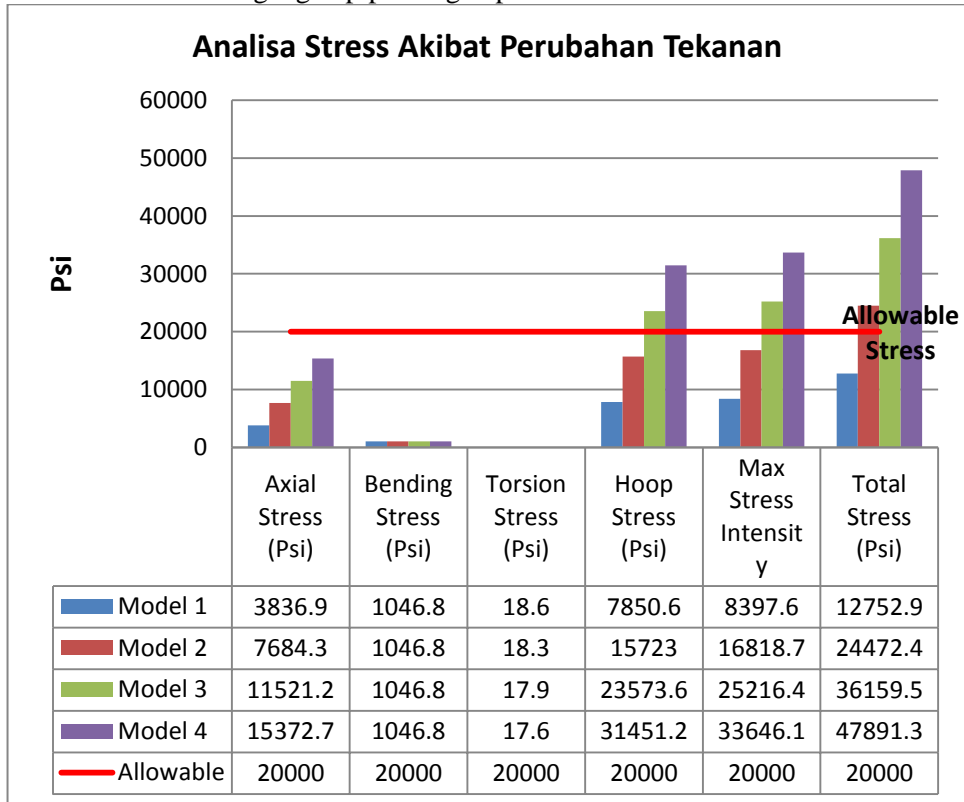
Tabel 4. 8 hasil perhitungan tegangan pipa (*Sustained Load*) menggunakan Caesar II Ver.8.0

Pipa	<i>Sustained Load</i>						
	<i>Axial Stress (Psi)</i>	<i>Bending Stress (Psi)</i>	<i>Torsion Stress (Psi)</i>	<i>Hoop Stress (Psi)</i>	<i>Max Stress Intensity (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
Model 1	3836,9	1046,8	18,6	7850,6	8397,8	12752,9	20000
Model 2	7684,3	1046,8	18,3	15723,0	16818,7	24472,4	20000
Model 3	11521,2	1046,8	17,9	23573,6	25216,4	36159,5	20000
Model 4	15372,7	1046,8	17,6	31454,2	33646,1	47891,3	20000

Tabel 4. 9 hasil perhitungan tegangan pipa (*Expansion Load*) menggunakan Caesar II Ver.8.0

Pipa	<i>Expansion Load</i>						
	<i>Axial Stress (Psi)</i>	<i>Bending Stress (Psi)</i>	<i>Torsion Stress (Psi)</i>	<i>Hoop Stress (Psi)</i>	<i>Max Stress Intensity (Psi)</i>	<i>Total Stress (Psi)</i>	<i>Allowable Stress (Psi)</i>
Model 1	1256,3	3631,7	951,3	0	5346,0	5839,3	46171,0
Model 2	1256,3	3532,5	980,9	0	5215,6	5769,7	42323,3
Model 3	1256,3	3441,8	1008,9	0	5096,8	5707	38586,2
Model 4	1256,3	3357,8	1035,7	0	4987,1	5649,8	34634,6

Grafik 4.4 Analisa tegangan pipa dengan perubahan tekanan



Berdasarkan grafik 4.4 diatas dapat kita ketahui bahwa semakin besar tekanan pada sistem perpipaan semakin besar juga *stress* yang terjadi pada pipa tersebut. Dalam kasus ini, pipa header 12 inch di Terminal LPG Semarang tidak mengalami *stress* pada saat tekanan operasi yaitu sebesar 6 bar (87 psi). Namun, pada tekanan di atas 50 bar (725 psi) pipa tersebut akan mengalami *stress*.

4.8 Perhitungan jarak support (*span*)

Berdasarkan buku acuan Sam Kannapan pada chapter 3 tentang membahas mengenai perhitungan jarak antar penyangga berdasarkan tegangan bending dan defleksi karena sistem perpipaan line steam dan steam blowdown ini dioperasikan selama 24 jam, maka pipa mengalami tekanan internal secara terus menerus. Jarak maksimum penyangga pada sistem perpipaan horizontal dibatasi oleh 3 faktor utama, yaitu tegangan bending, defleksi vertikal, dan frekuensi alami. Dengan menghubungkan frekuensi alami dan batasan defleksi, jarak penyangga yang diijinkan dapat ditentukan dengan menghitung jarak antar penyangga berdasarkan tegangan bending dan defleksi. Dengan menggunakan persamaan berdasarkan batasan tegangan dan persamaan berdasarkan batasan defleksi, mengasumsikan bahwa kedua ujung pipa adalah saling disangga. Seperti pada tabel merupakan tabel spesifikasi material.

Tabel 4. 10 Spesifikasi Material

Code	ASME B31.3	
Material	A106 GR B	
Rho Pipe	0,283	lb/in ³
Rho Fluida	0,0217	lb/in ³
CA	0,098	in
Mill Tolerance	0,125	in
Y	0,4	
Es	0,9	
Ec	0,9	
Ej	0,8	
Eq	0,648	
E	29462000	psi
Sh	20000	psi

4.8.1 Perhitungan Jumlah Support Line 8"-LPG-B-114

Pada perhitungan jumlah support menggunakan data khusus pada tiap dimensi pipa yang digunakan, seperti diameter luar, diameter dalam, nilai momen inersia dan modulus section pada pipa. Langkah berikutnya dihitung berat total pipa per satuan panjang. Berat total pipa meliputi berat pipa, berat fluida di dalam pipa. Seperti pada tabel merupakan data line 8"-LPG-B-114.

Tabel 4. 11 Data Line 8"-LPG-B-114

Line	8"-LPG-B-114	
L Pipe	837	in

NPS	8	Sch 40S
OD	8,625	in
ID	7,98	in
t NPS	0,322	in
I	72,5	in ⁴
Z	16,8	in ³

Berdasarkan acuan buku Sam Kannappan (Kannappan, 1985) pada chapter 3 mengenai Pipe Span calculation, dibutuhkan nilai berat pipa persatuan panjang. Berikut perhitungan berat pipa per satuan panjang :

$$\begin{aligned}
 \text{Berat Pipa} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{OD}^2 - \text{ID}^2) \times (\text{Densitas Pipa}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\
 &= \frac{\pi}{4} \times (8,625^2 - 7,98^2) \times (0,283) \times (837) \\
 &= 1991,499 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Berat Fluida} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{ID}^2) \times (\text{Densitas Fluida}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\
 &= \frac{\pi}{4} \times (7,98^2) \times (0,0217) \times (837) \\
 &= 907,9473 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Total Berat} &= \text{Berat Pipa} + \text{Berat Fluida} \\
 &= 1991,499 \text{ lb} + 907,9473 \text{ lb} \\
 &= 2899,447 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\text{Berat Per Satuan Panjang} = \frac{\text{Total Berat}}{\text{Panjang Pipa}} = \frac{2889,447 \text{ lb}}{837 \text{ in}} = 3,46 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Dari nilai berat satuan panjang tersebut, kemudia dihitung *pipe span*, atau jarak penyangga antar pipa. Pipe span dihitung berdasarkan nilai batasan tegangan dan defleksi. Untuk faktor keamanan, pipe span terkecil digunakan untuk menentukan jumlah penyangga yang digunakan.

Pipe span berdasarkan tegangan :

$$L_s = \sqrt{\frac{0,33ZSh}{W}} = \sqrt{\frac{0,33 \times 16,8 \times 20000}{3,46}} = 178,908 \text{ in}$$

Pipe span berdasarkan batasan defleksi :

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{\Delta x E x I}{22,5 x W}} = \sqrt[4]{\frac{1.5 x 29462000 x 72.5}{22,5 x 3,46}} = 80,07 \text{ in}$$

$$\text{NoS} = \frac{\text{Panjang Pipa}}{\text{Pipe Span}} = \frac{837}{80,07} = 10,45 = 10 \text{ buah}$$

Berdasarkan perhitungan pipe span di atas, diambil kondisi teraman, yaitu nilai pipe span terkecil yaitu 80.07 in. Sehingga pada pipa line 8"-LPG-B-114, setiap pipa berjarak 80,07 in harus diberi setidaknya 1 buah penyangga. Dari keseluruhan panjang pipa pada line 8"-LPG-B-114 maka jumlah penyangga yang dibutuhkan sebanyak 10 buah.

4.8.2 Perhitungan Jumlah Support Line 8"-LPG-B-124

Pada perhitungan jumlah support menggunakan data khusus pada tiap dimensi pipa yang digunakan, seperti diameter luar, diameter dalam, nilai momen inersia dan modulus section pada pipa. Langkah berikutnya dihitung berat total pipa per satuan panjang. Berat total pipa meliputi berat pipa, berat fluida di dalam pipa. Seperti pada tabel merupakan data line 8"-LPG-B-124.

Tabel 4. 12 Data Line 8"-LPG-B-124

Line	8"-LPG-B-124	
L Pipe	669	in
NPS	8	Sch 40S
OD	8,625	in
ID	7,98	in
t NPS	0,322	in
I	72,5	in4
Z	16,8	in3

Berdasarkan acuan buku Sam Kannappan (Kannappan, 1985) pada chapter 3 mengenai Pipe Span calculation, dibutuhkan nilai berat pipa persatuan panjang. Berikut perhitungan berat pipa per satuan panjang :

$$\begin{aligned} \text{Berat Pipa} &= \frac{\pi}{4} x (\text{OD}^2 - \text{ID}^2) x (\text{Densitas Pipa}) x (\text{Panjang Pipa}) \\ &= \frac{\pi}{4} x (8,625^2 - 7,98^2) x (0,283) x (669) \\ &= 1591,772 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Berat Fluida} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{ID}^2) \times (\text{Densitas Fluida}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\
&= \frac{\pi}{4} \times (7,98^2) \times (0,0217) \times (669) \\
&= 725,707 \text{ lb}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Total Berat} &= \text{Berat Pipa} + \text{Berat Fluida} \\
&= 1591,772 \text{ lb} + 725,707 \text{ lb} \\
&= 2317,479 \text{ lb}
\end{aligned}$$

$$\text{Berat Per Satuan Panjang} = \frac{\text{Total Berat}}{\text{Panjang Pipa}} = \frac{2317,479 \text{ lb}}{669 \text{ in}} = 3,46 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Dari nilai berat satuan panjang tersebut, kemudia dihitung *pipe span*, atau jarak penyangga antar pipa. Pipe span dihitung berdasarkan nilai batasan tegangan dan defleksi. Untuk faktor keamanan, pipe span terkecil digunakan untuk menentukan jumlah penyangga yang digunakan.

Pipe span berdasarkan tegangan :

$$L_s = \sqrt{\frac{0,33 Z S_h}{W}} = \sqrt{\frac{0,33 \times 16,8 \times 20000}{3,46}} = 178,908 \text{ in}$$

Pipe span berdasarkan batasan defleksi :

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{22,5 \times W}} = \sqrt[4]{\frac{1,5 \times 29462000 \times 72,5}{22,5 \times 3,46}} = 80,07 \text{ in}$$

$$\text{NoS} = \frac{\text{Panjang Pipa}}{\text{Pipe Span}} = \frac{669}{80,07} = 8,354 = 8 \text{ buah}$$

Berdasarkan perhitungan pipe span di atas, diambil kondisi teraman, yaitu nilai pipe span terkecil yaitu 80,07 in. Sehingga pada pipa line 8"-LPG-B-124, setiap pipa berjarak 80,07 in harus diberi setidaknya 1 buah penyangga. Dari keseluruhan panjang pipa pada line 8"-LPG-B-124 maka jumlah penyangga yang dibutuhkan sebanyak 8 buah.

4.8.3 Perhitungan Jumlah Support Line 8"-LPG-B-134

Pada perhitungan jumlah support menggunakan data khusus pada tiap dimensi pipa yang digunakan, seperti diameter luar, diameter dalam, nilai momen inersia dan modulus section pada pipa. Langkah berikutnya dihitung berat total pipa per satuan panjang. Berat total pipa meliputi berat pipa, berat fluida di dalam pipa. Seperti pada tabel merupakan data line 8"-LPG-B-134.

Tabel 4. 13 Data Line 8"-LPG-B-134

Line	8"-LPG-B-134	
L Pipe	834	in
NPS	8	Sch 40S
OD	8,625	in
ID	7,98	in
t NPS	0,322	in
I	72,5	in ⁴
Z	16,8	in ³

Berdasarkan acuan buku Sam Kannappan (Kannappan, 1985) pada chapter 3 mengenai Pipe Span calculation, dibutuhkan nilai berat pipa persatuan panjang. Berikut perhitungan berat pipa per satuan panjang :

$$\begin{aligned}
 \text{Berat Pipa} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{OD}^2 - \text{ID}^2) \times (\text{Densitas Pipa}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\
 &= \frac{\pi}{4} \times (8,625^2 - 7,98^2) \times (0,283) \times (834) \\
 &= 1948,361 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Berat Fluida} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{ID}^2) \times (\text{Densitas Fluida}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\
 &= \frac{\pi}{4} \times (7,98^2) \times (0,0217) \times (834) \\
 &= 904,693 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Total Berat} &= \text{Berat Pipa} + \text{Berat Fluida} \\
 &= 1948,361 \text{ lb} + 904,693 \text{ lb} \\
 &= 2889,054 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\text{Berat Per Satuan Panjang} = \frac{\text{Total Berat}}{\text{Panjang Pipa}} = \frac{2889,054 \text{ lb}}{834 \text{ in}} = 3.46 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Dari nilai berat satuan panjang tersebut, kemudia dihitung *pipe span*, atau jarak penyangga antar pipa. Pipe span dihitung berdasarkan nilai batasan tegangan dan defleksi. Untuk faktor keamanan, pipe span terkecil digunakan untuk menentukan jumlah penyangga yang digunakan.

Pipe span berdasarkan tegangan :

$$L_s = \sqrt{\frac{0.33ZSh}{W}} = \sqrt{\frac{0.33 \times 16,8 \times 20000}{3,46}} = 178,908 \text{ in}$$

Pipe span berdasarkan batasan defleksi :

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{22,5 \times W}} = \sqrt[4]{\frac{1.5 \times 29462000 \times 72.5}{22,5 \times 3,46}} = 80,07 \text{ in}$$

$$\text{NoS} = \frac{\text{Panjang Pipa}}{\text{Pipe Span}} = \frac{834}{80,07} = 10,415 = 10 \text{ buah}$$

Berdasarkan perhitungan pipe span di atas, diambil kondisi teraman, yaitu nilai pipe span terkecil yaitu 80.07 in. Sehingga pada pipa line 8"-LPG-B-134, setiap pipa berjarak 80,07 in harus diberi setidaknya 1 buah penyangga. Dari keseluruhan panjang pipa pada line 8"-LPG-B-134 maka jumlah penyangga yang dibutuhkan sebanyak 10 buah.

4.8.4 Perhitungan Jumlah Support Line 8"-LPG-B-144

Pada perhitungan jumlah support menggunakan data khusus pada tiap dimensi pipa yang digunakan, seperti diameter luar, diameter dalam, nilai momen inersia dan modulus section pada pipa. Langkah berikutnya dihitung berat total pipa per satuan panjang. Berat total pipa meliputi berat pipa, berat fluida di dalam pipa. Seperti pada tabel merupakan data line 8"-LPG-B-144

Tabel 4. 14 Data Line 8"-LPG-B-144

Line	8"-LPG-B-144	
L Pipe	657	in
NPS	8	Sch 40S
OD	8,625	in
ID	7,98	in
t NPS	0,322	in
I	72,5	in ⁴
Z	16,8	in ³

Berdasarkan acuan buku Sam Kannapan (Kannappan, 1985) pada chapter 3 mengenai Pipe Span calculation, dibutuhkan nilai berat pipa persatuan panjang. Berikut perhitungan berat pipa per satuan panjang :

$$\begin{aligned} \text{Berat Pipa} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{OD}^2 - \text{ID}^2) \times (\text{Densitas Pipa}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\ &= \frac{\pi}{4} \times (8,625^2 - 7,98^2) \times (0,283) \times (657) \\ &= 1563,22 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat Fluida} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{ID}^2) \times (\text{Densitas Fluida}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\ &= \frac{\pi}{4} \times (7,98^2) \times (0,0217) \times (657) \\ &= 712,689 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Total Berat} &= \text{Berat Pipa} + \text{Berat Fluida} \\ &= 1563,22 \text{ lb} + 712,689 \text{ lb} \\ &= 2275,91 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\text{Berat Per Satuan Panjang} = \frac{\text{Total Berat}}{\text{Panjang Pipa}} = \frac{2275,91 \text{ lb}}{657 \text{ in}} = 3,46 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Dari nilai berat satuan panjang tersebut, kemudia dihitung *pipe span*, atau jarak penyangga antar pipa. Pipe span dihitung berdasarkan nilai batasan tegangan dan defleksi. Untuk faktor keamanan, pipe span terkecil digunakan untuk menentukan jumlah penyangga yang digunakan.

Pipe span berdasarkan tegangan :

$$L_s = \sqrt{\frac{0,33 Z S_h}{W}} = \sqrt{\frac{0,33 \times 16,8 \times 20000}{3,46}} = 178,908 \text{ in}$$

Pipe span berdasarkan batasan defleksi :

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{22,5 \times W}} = \sqrt[4]{\frac{1,5 \times 29462000 \times 72,5}{22,5 \times 3,46}} = 80,07 \text{ in}$$

$$\text{NoS} = \frac{\text{Panjang Pipa}}{\text{Pipe Span}} = \frac{657}{80,07} = 8,20 = 8 \text{ buah}$$

Berdasarkan perhitungan pipe span di atas, diambil kondisi teraman, yaitu nilai pipe span terkecil yaitu 80,07 in. Sehingga pada pipa line 8"-LPG-B-144, setiap pipa berjarak 80,07 in harus diberi setidaknya 1 buah penyangga. Dari keseluruhan panjang pipa pada line 8"-LPG-B-144 maka jumlah penyangga yang dibutuhkan sebanyak 8 buah.

4.8.5 Perhitungan Jumlah Support Line 12"-LPG-B-102

Pada perhitungan jumlah support menggunakan data khusus pada tiap dimensi pipa yang digunakan, seperti diameter luar, diameter dalam,

nilai momen inersia dan modulus section pada pipa. Langkah berikutnya dihitung berat total pipa per satuan panjang. Berat total pipa meliputi berat pipa, berat fluida di dalam pipa. Seperti pada tabel merupakan data line 12"-LPG-B-102.

Tabel 4. 15 Data Line 12"-LPG-B-102

Line	12"-LPG-B-102	
L Pipe	2650	in
NPS	12	Sch 40S
OD	12,75	in
ID	11,936	in
t NPS	0,406	in
I	72,5	in ⁴
Z	16,8	in ³

Berdasarkan acuan buku Sam Kannapan (Kannappan, 1985) pada chapter 3 mengenai Pipe Span calculation, dibutuhkan nilai berat pipa persatuan panjang. Berikut perhitungan berat pipa per satuan panjang :

$$\begin{aligned}
 \text{Berat Pipa} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{OD}^2 - \text{ID}^2) \times (\text{Densitas Pipa}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\
 &= \frac{\pi}{4} \times (12,75^2 - 11,936^2) \times (0,283) \times (2650) \\
 &= 11829,79 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Berat Fluida} &= \frac{\pi}{4} \times (\text{ID}^2) \times (\text{Densitas Fluida}) \times (\text{Panjang Pipa}) \\
 &= \frac{\pi}{4} \times (11,936^2) \times (0,0217) \times (2650) \\
 &= 6431,213 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Total Berat} &= \text{Berat Pipa} + \text{Berat Fluida} \\
 &= 11829,79 \text{ lb} + 6431,213 \text{ lb} \\
 &= 18261 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\text{Berat Per Satuan Panjang} = \frac{\text{Total Berat}}{\text{Panjang Pipa}} = \frac{18261 \text{ lb}}{2650 \text{ in}} = 6.89 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Dari nilai berat satuan panjang tersebut, kemudia dihitung *pipe span*, atau jarak penyangga antar pipa. Pipe span dihitung berdasarkan nilai

batasan tegangan dan defleksi. Untuk faktor keamanan, pipe span terkecil digunakan untuk menentukan jumlah penyangga yang digunakan.

Pipe span berdasarkan tegangan :

$$L_s = \sqrt{\frac{0.33ZSh}{W}} = \sqrt{\frac{0.33 \times 16,8 \times 20000}{6,89}} = 126,849 \text{ in}$$

Pipe span berdasarkan batasan defleksi :

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{22,5 \times W}} = \sqrt[4]{\frac{1.5 \times 29462000 \times 72.5}{22,5 \times 6,89}} = 67,42 \text{ in}$$

$$\text{NoS} = \frac{\text{Panjang Pipa}}{\text{Pipe Span}} = \frac{2650}{67,42} = 39,3 = 39 \text{ buah}$$

Berdasarkan perhitungan pipe span di atas, diambil kondisi teraman, yaitu nilai pipe span terkecil yaitu 67,42 in. Sehingga pada pipa line 12"-LPG-B-102, setiap pipa berjarak 67,42 in harus diberi setidaknya 1 buah penyangga. Dari keseluruhan panjang pipa pada line 12"-LPG-B-102 maka jumlah penyangga yang dibutuhkan sebanyak 39 buah.

4.8.6 Analisa pengaruh *pipe span* (jarak antar *support*) terhadap elevasi penurunan tanah

Tabel 4. 16 Analisa *pipe span* (jarak antar *support*) dengan elevasi penurunan tanah

Pipe Span (m)	Elevasi Penurunan Tanah (Inchi)					Keterangan
	1	2	3	4	5	
5	ok	ok	ok	ok	ok	<i>Passed</i>
10	ok	ok	ok	ok	ok	<i>Passed</i>
15	ok	ok	ok	ok	ok	<i>Passed</i>
20	ok	ok	ok	ok	ok	<i>Passed</i>
25	ok	<i>stress</i>	<i>stress</i>	<i>stress</i>	<i>stress</i>	<i>Failed</i>

Berdasarkan Tabel 4.16 dapat diketahui bahwa pada *pipe span* (jarak antar *support*) kurang dari 25m maka elevasi penurunan tanah tidak berpengaruh secara signifikan terhadap tegangan pipa (*stress*), Namun pada *pipe span* (jarak antar *support*) lebih dari 25m setiap kenaikan 1 inch akan mengakibatkan *stress*. Sehingga dapat disimpulkan bahwa penurunan tanah akan terjadi apabila *pipe span* (jarak antar *support*) lebih besar dari 25m dan elevasi penurunan tanah lebih besar dari 1 inchi (25,4 mm).

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN

5.2 Kesimpulan

Dari hasil analisa yang telah dilakukan penulis mengenai Pipe Stress Analysis pada Pipa Header 12 inchi di Terminal LPG Semarang (Studi Kasus Akibat Terjadi Penurunan Tanah) dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dari hasil perhitungan tegangan pipa dan simulasi dengan menggunakan software Caesar II V.8.0 dapat diketahui bahwa pipa header 12 inchi di Terminal LPG Semarang TIDAK mengalami stress, sehingga aman untuk digunakan. Ketebalan pipa (*wall thickness*) yang diperbolehkan agar pipa tidak mengalami stress pada saat tekanan operasi adalah lebih besar dari 0,15 inchi (3,8 mm), dan tekanan operasi yang diperbolehkan agar pipa tidak mengalami stress pada ketebalan pipa 0,4 inchi (*schedule 40*) adalah kurang dari 725 Psi (50 Bar).
2. Nilai penurunan tanah di Terminal LPG Semarang masih dalam kategori rendah sehingga tidak mempengaruhi tegangan pada pipa secara signifikan. Tegangan pada pipa header 12 Inchi akan terjadi apabila jarak span (jarak antar *support*) lebih besar dari 25 m dan elevasi penurunan tanah lebih besar dari 1 inchi (25,4 mm) dengan tekanan operasi dan temperatur tetap.
3. Sistem perpipaan yang dirancang sesuai dengan data-data yang diberikan oleh Terminal LPG Semarang yang telah distandarisasi sesuai standar perpipaan ASME B31.3 dapat disimpulkan aman untuk digunakan sehingga tidak memerlukan desain ulang maupun rekomendasi support yang baik dengan catatan pada beberapa *node* terjadi tegangan bending yang cukup tinggi tetapi tidak sampai tahap kritis (masih dalam batas aman material).

5.2 Saran

Setelah dilakukan penelitian tentang perencanaan Pipe Stress Analysis pada Pipa Header 12 inchi di Terminal LPG Semarang (Studi Kasus Akibat Terjadi Penurunan Tanah) saran yang bisa disampaikan adalah sebagai berikut :

1. Agar dalam analisis perhitungan lebih teliti dan lebih spesifik terhadap analisa yang dilakukan agar menghasilkan perhitungan dengan presisi yang tinggi.
2. Agar dilakukan perbandingan hasil tegangan tidak hanya pada satu software namun dengan software-software sejenis lainnya untuk memperkaya pengetahuan mengenai analisa tegangan dengan menggunakan software.
3. Pengaruh beban-beban luar lain lebih diperhitungkan lagi secara rinci antara lain beban angin, gempa bumi, dan lain-lain.

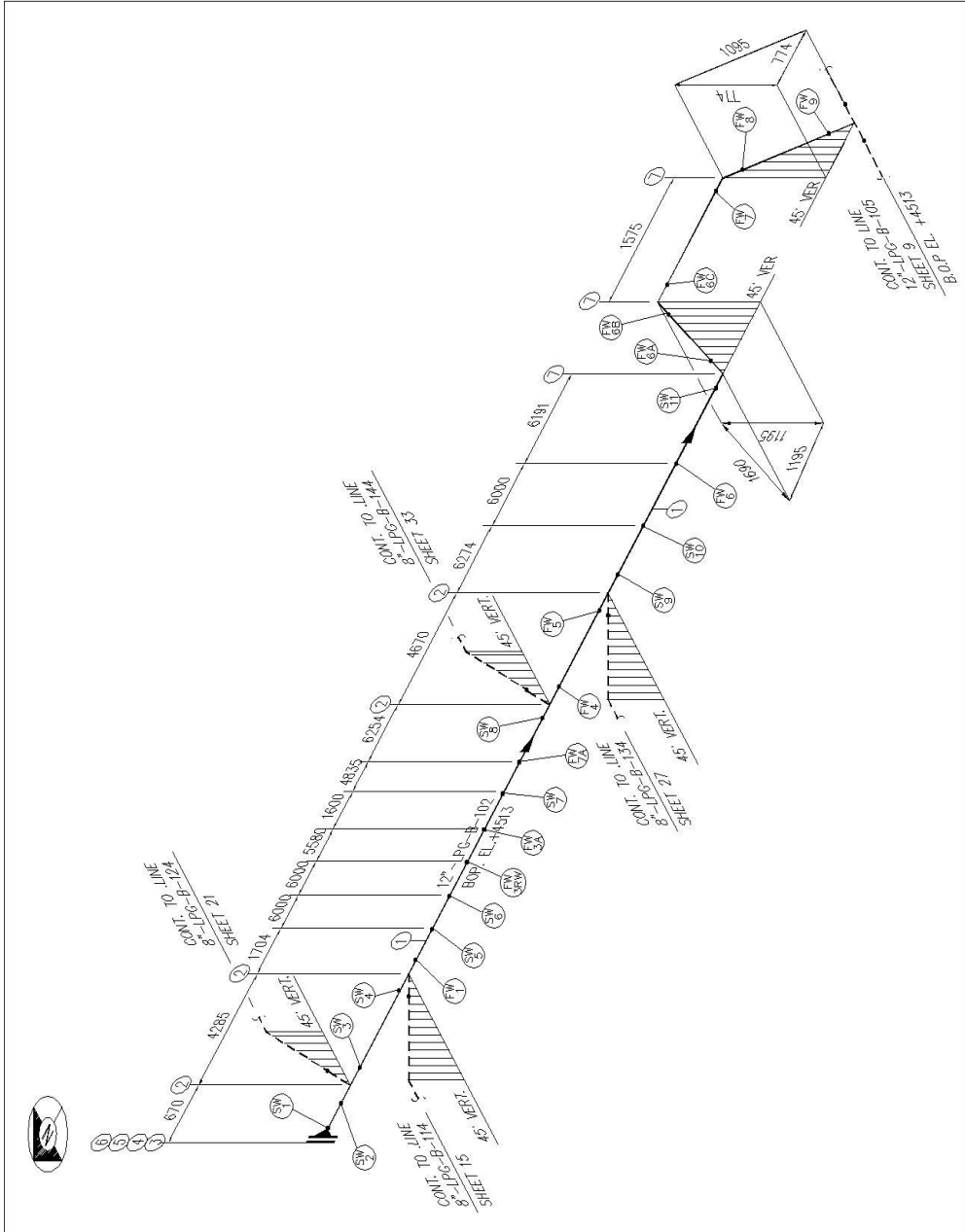
“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

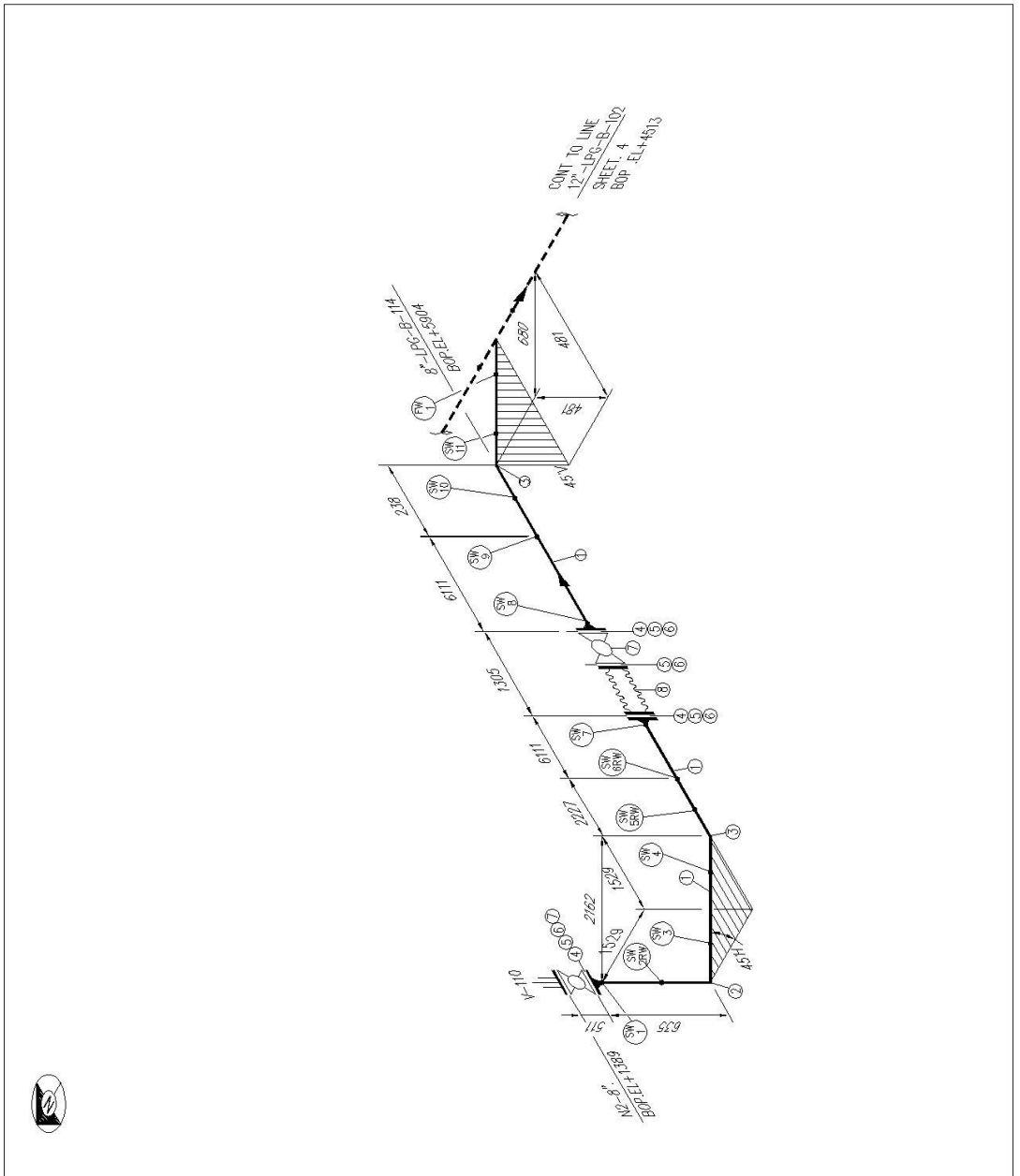
- [1] Kannappan, Sam. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
- [2] ASME. (2016) . B31.3 Process Piping. New York :American Society of Mechanical Engineers
- [3] Nugraha, Budi. (2012). Piping and Pipeline Components.Jakarta.Budi Nugraha Copyright
- [4] Chamsudi, Ahmad.(2005). Diktat – Piping Stress Analysis. Jakarta : Chamsudi Copyright
- [5] Sipayung, R.E. 2015. Analisa Tegangan Pipa pada Well Connecting tnaa45rc/tnaa46rc/tnaa47rc dengan menggunakan Software Caesar ii v.5.10 di Total e&p Indonesia, Skripsi, Jurusan Teknik Mesin,USU,Medan
- [6] Pasaribu, T.H. 2011. Analisis Penurunan Tanah Lunak Akibat Timbunan (Studi Kasus Runway Bandara Medan Baru), Skripsi, Jurusan Teknik Sipil,USU,Medan
- [7] Pratama, Ardilla Dedy. 2010. Analisa Keandalan Pada Pipa Joint Operating Body Pertamina-Petrochina Bengawan Solo River Crossing. Tugas Akhir Jurusan Teknik Kelautan
- [8] Suududdin. 2011. Pipeline Stress Analysis pada Onshore Design Jalur Pipa Baru dari Central Processing Area (CPA) JOB PPEJ Tuban ke Palang Station dengan Pendekatan Caesar II
- [9] KepMentamben 1997 Keselamatan kerja pada pipa penyalur minyak dan gas bumi
- [10] Liu, H. 2005. Pipeline Engineering. Boca Raton: Lewis Publishers CRC Press Company
- [11] WILEY, JOHN & SONS, 1976. “Design of Piping Systems”, A Wheelabrator-Frye Company, New York.
- [12] Helguero M, Victor. 1986. Pipe Stress Handbook. Texas: Gulf Publishing Company.

- [13] Peng, Ling-Chuan, dan Tsen Long Peng. 2009. Pipe Stress Engineering. USA: ASME Press
- [14] ITT Grinnell Industrial. 1981. Piping Design and Engineering. New York: ITT Grinnell Press
- [15] AGUSTINUS, DONNY, 2009. “Pengantar Piping Stress Analysis”, Entry Agustino Publisher, London – Jakarta.

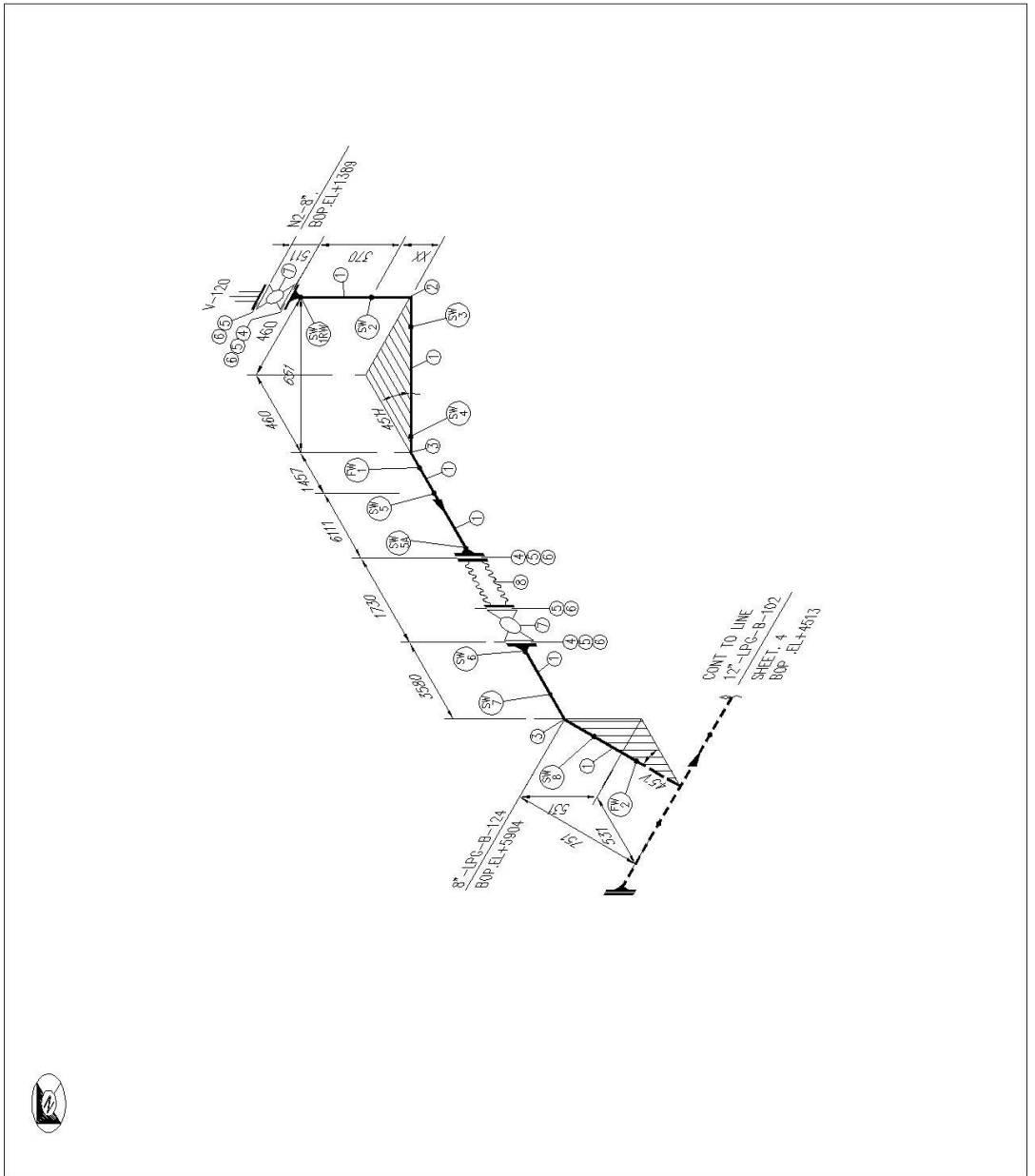
LAMPIRAN



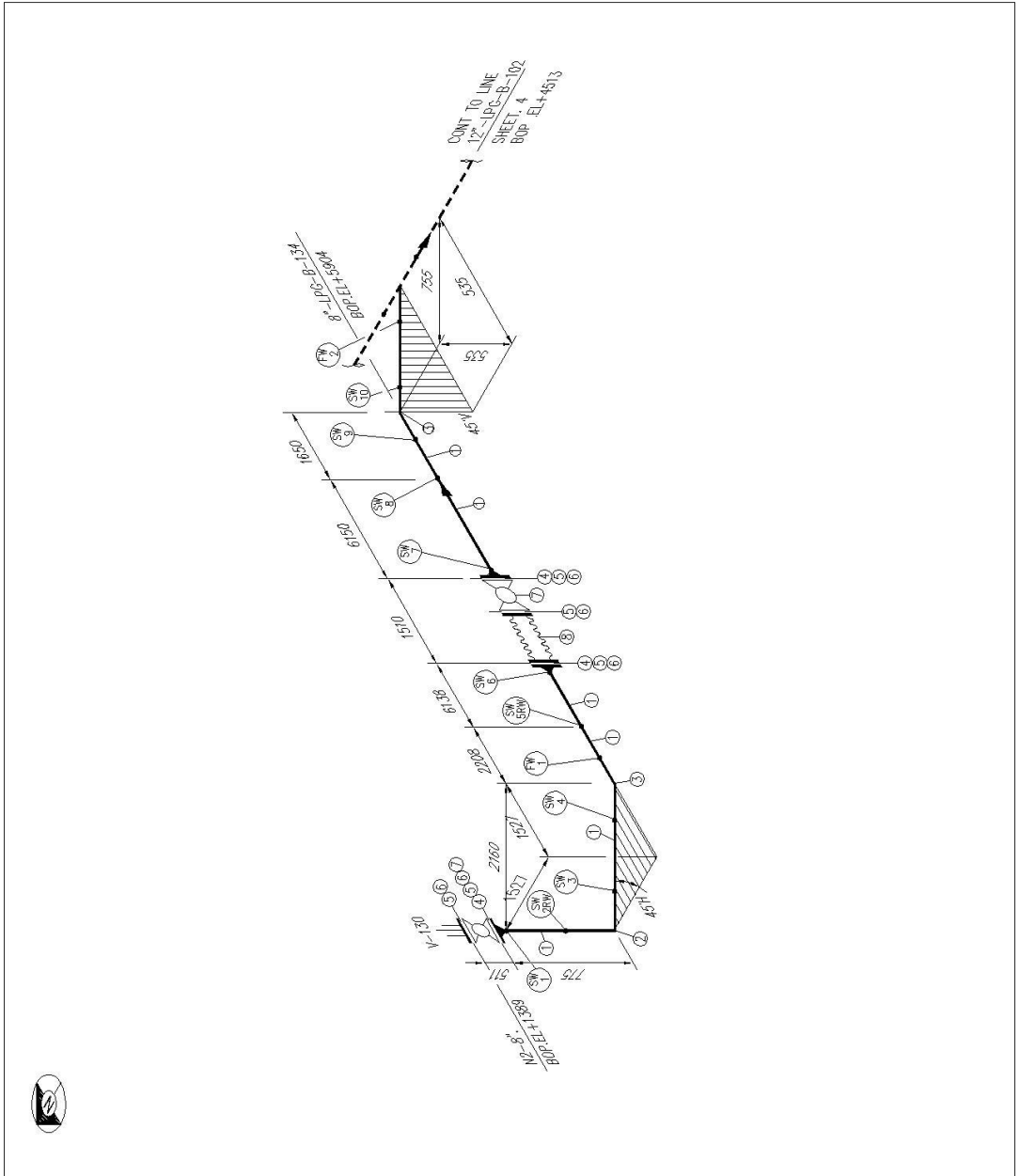
Gambar jalur pipa 12"-LPG-B-102



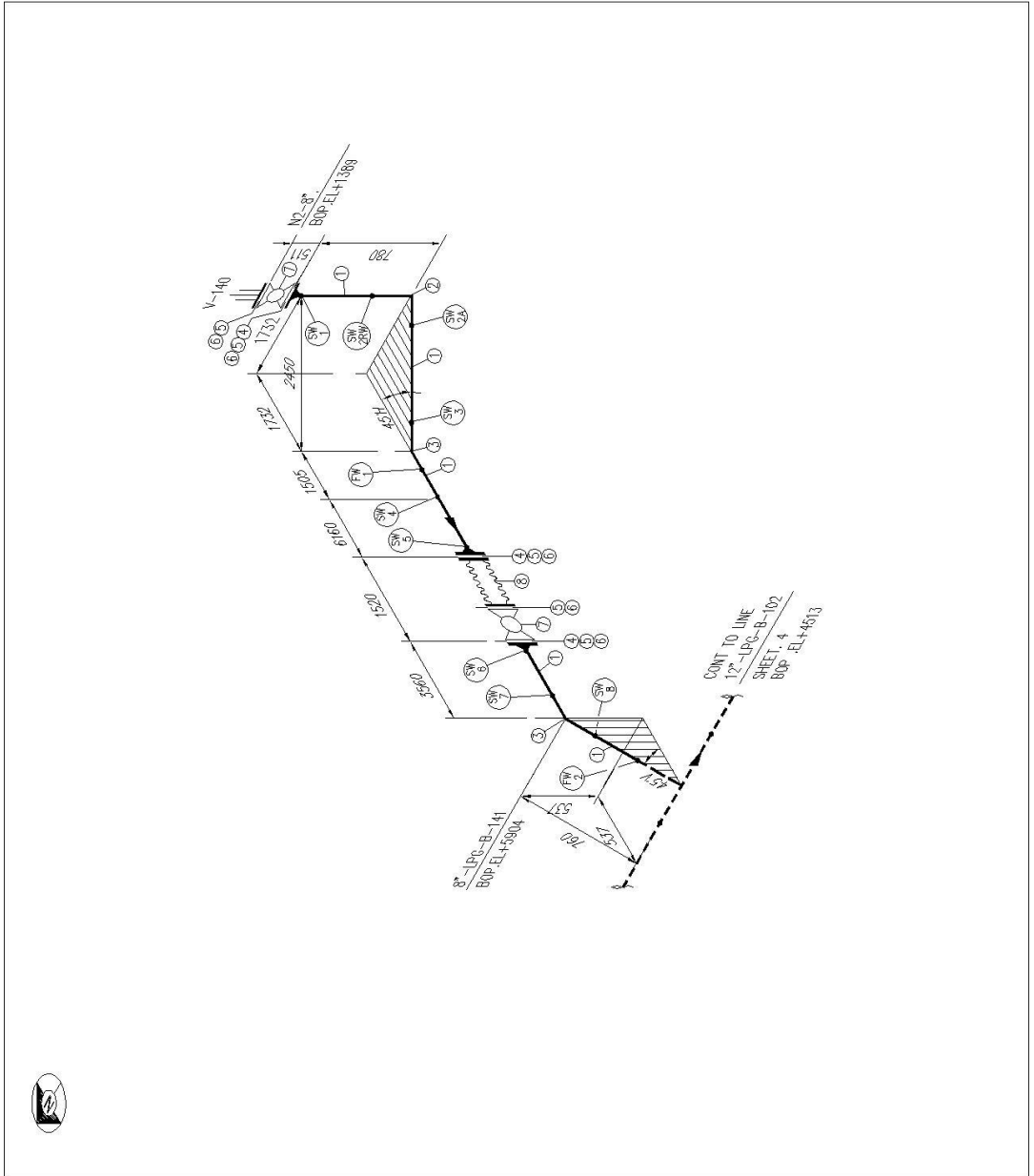
Gambar jalur pipa 8"-LPG-B-114



Gambar jalur pipa 8”-LPG-B-124



Gambar jalur pipa 8"-LPG-B-134



Gambar jalur pipa 8”-LPG-B-144

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 15:37

Job Name: 8-LPG-B-114

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 2 (SUS) W+P1

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	------------------------	------------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%): 29.8 @Node 120

Code Stress: 5953.3 Allowable Stress: 20000.0

Axial Stress: 887.5 @Node 30

Bending Stress: 5098.5 @Node 120

Torsion Stress: 964.5 @Node 40

Hoop Stress: 1817.5 @Node 28

Max Stress Intensity: 6018.8 @Node 120

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 15:37

Job Name: 8-LPG-B-114

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	------------------------	------------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	0.1	@Node	120
Code Stress:	27.1	Allowable Stress:	44046.7
Axial Stress:	0.4	@Node	120
Bending Stress:	26.7	@Node	120
Torsion Stress:	0.0	@Node	120
Hoop Stress:	0.0	@Node	13
Max Stress Intensity:	42.5	@Node	120

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 15:50

Job Name: 8-LPG-B-124

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 2 (SUS) W+P1

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	---------------------------	------------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%): 29.8 @Node 110

Code Stress: 5966.8 Allowable Stress: 20000.0

Axial Stress: 887.5 @Node 30

Bending Stress: 5091.9 @Node 110

Torsion Stress: 964.5 @Node 40

Hoop Stress: 1817.5 @Node 28

Max Stress Intensity: 5992.0 @Node 110

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 15:50

Job Name: 8-LPG-B-124

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	------------------------	------------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%): 0.3 @Node 110

Code Stress: 111.1 Allowable Stress: 44033.2

Axial Stress: 5.7 @Node 110

Bending Stress: 105.4 @Node 110

Torsion Stress: 0.0 @Node 110

Hoop Stress: 0.0 @Node 13

Max Stress Intensity: 174.1 @Node 110

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 16:2

Job Name: 8-LPG-B-134

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 2 (SUS) W+P1

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	------------------------	------------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%): 25.9 @Node 130

Code Stress: 5181.6 Allowable Stress: 20000.0

Axial Stress: 887.5 @Node 30

Bending Stress: 4326.3 @Node 130

Torsion Stress: 818.2 @Node 40

Hoop Stress: 1817.5 @Node 28

Max Stress Intensity: 5245.9 @Node 130

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 16:2

Job Name: 8-LPG-B-134

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	---------------------------	------------------------------	-----------------------------------	---------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	0.1	@Node	130
Code Stress:	36.5	Allowable Stress:	44818.4
Axial Stress:	0.7	@Node	130
Bending Stress:	35.8	@Node	130
Torsion Stress:	0.0	@Node	140
Hoop Stress:	0.0	@Node	13
Max Stress Intensity:	57.1	@Node	130

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 16:12

Job Name: 8-LPG-B-144

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 2 (SUS) W+P1

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	------------------------	---------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%):	33.7	@Node	120
Code Stress:	6740.5	Allowable Stress:	20000.0
Axial Stress:	887.5	@Node	30
Bending Stress:	5872.9	@Node	120
Torsion Stress:	1112.3	@Node	40
Hoop Stress:	1817.5	@Node	28
Max Stress Intensity:	6780.2	@Node	120

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 29, 2018 Time: 16:12

Job Name: 8-LPG-B-144

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	---------------------------	------------------------------	-----------------------------------	---------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses:

(lb./sq.in.)

Ratio (%): 0.2 @Node 120

Code Stress: 100.9 Allowable Stress: 43259.5

Axial Stress: 4.7 @Node 120

Bending Stress: 96.3 @Node 120

Torsion Stress: 0.0 @Node 38

Hoop Stress: 0.0 @Node 13

Max Stress Intensity: 158.1 @Node 120

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 27, 2018 Time: 21:8

Job Name: CAESAR NOVAL

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 2 (SUS) W+P1

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	------------------------	------------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%): 9.8 @Node 90

Code Stress: 1961.0 Allowable Stress: 20000.0

Axial Stress: 922.4 @Node 250

Bending Stress: 1046.8 @Node 90

Torsion Stress: 18.9 @Node 240

Hoop Stress: 1887.2 @Node 20

Max Stress Intensity: 2019.3 @Node 240

CAESAR II 2014 Ver.7.00.00.2800, (Build 140416) Date: JUN 27, 2018 Time: 21:8

Job Name: CAESAR NOVAL

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

STRESSES REPORT: Stresses on Elements

CASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Node	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.	Ratio %
------	---------------------------------	---------------------------------	-----------------------	------------------------	------------------------------	-----------------------------------	------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (lb./sq.in.)

Ratio (%): 7.9 @Node 209

Code Stress: 3884.8 Allowable Stress: 49083.2

Axial Stress: 1256.3 @Node 240

Bending Stress: 3713.4 @Node 209

Torsion Stress: 927.8 @Node 240

Hoop Stress: 0.0 @Node 20

Max Stress Intensity: 5453.6 @Node 209

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Ribhi Naufal Azmi dilahirkan di kabupaten Pasuruan Provinsi Jawa Timur, pada 24 April 1996. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari pasangan suami istri, Miftakhu Zuhri dan Siti Mu'ayyadah. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Dharma Wanita Kertosari pada tahun 2001 sampai tahun 2002. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke SDN 2 Kertosari hingga lulus tahun 2008. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke SMPN 1 Purwosari hingga lulus tahun 2011. Dan berlanjut pada SMAN 1 Lawang. Setelah lulus dari SMAN 1 Lawang penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang Strata-1 dan diterima di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melalui jalur SNMPTN dan terdaftar dengan NRP 04211440000050. Di Departemen Teknik Sistem Perkapalan penulis mengambil bidang studi Marine Machinery and System (MMS) untuk menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis pernah menjalankan *on the job training* di beberapa perusahaan yaitu PT. Daya Radar Utama Unit 5 Lamongan dan PT.Orela Shipyards Gresik. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan akademis maupun non-akademis. Dalam bidang non akademis penulis aktif dalam organisasi dakwah di kampus JMMI dan lembaga dakwah jurusan LDJ Al-Mi'raj, selain itu penulis juga aktif dalam kepanitiaan setiap kegiatan Marine Icon 2015, 2016 dan 2017 HIMASISKAL ITS. Dalam bidang akademis penulis aktif sebagai grader praktikum Turbin Pelton dalam praktikum Mesin Fluida pada tahun ajaran 2017-2018, hingga penulis bisa menyelesaikan pendidikan S1 pada tahun ajaran 2017-2018. Penulis dapat dihubungi melalui ribhinaufalazmi@gmail.com.