

SKRIPSI - ME 141501

**ANALISA TEGANGAN PIPA *HEATING COIL* PADA RUANG
MUAT KAPAL SPOB MENGGUNAKAN *SOFTWARE*
CAESAR II**

Rifaldi Agung Triambodo
NRP. 0421154000030

Dosen Pembimbing 1
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.
NIP. 196809281991021001

Dosen Pembimbing 2
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.
NIP. 197603102000031001

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

FINAL PROJECT - ME 141501

**HEATING COIL PIPE STRESS ANALYSIS ON CARGO OIL
TANKS OF SPOB SHIP USING CAESAR II SOFTWARE**

Rifaldi Agung Triambodo
NRP. 0421154000030

Supervisor Lecturer 1
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.
NIP. 196809281991021001

Supervisor Lecturer 2
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.
NIP. 197603102000031001

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA TEGANGAN PIPA *HEATING COIL* PADA RUANG MUAT KAPAL
SPOB MENGGUNAKAN *SOFTWARE CAESAR II***

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

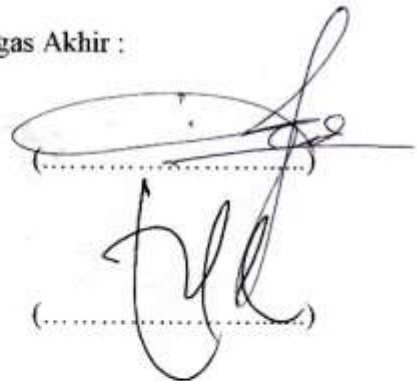
Oleh :

RIFALDI AGUNG TRIAMBODO
NRP. 0421154000030

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.
NIP. 196809281991021001

Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.
NIP. 197603102000031001



SURABAYA
31 Juli 2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA TEGANGAN PIPA *HEATING COIL* PADA RUANG MUAT KAPAL
SPOB MENGGUNAKAN *SOFTWARE CAESAR II***

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 :

RIFALDI AGUNG TRIAMBODO
NRP. 0421154000030

Disetujui oleh :

Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan



Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.
NIP. 197708022008011007

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Analisa Tegangan Pipa *Heating Coil* Pada Ruang Muat Kapal SPOB Menggunakan *Software* Caesar II

Nama Mahasiswa : Rifaldi Agung Triambodo
NRP : 0421154000030
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

ABSTRAK

Self Propelled Oil Barge (SPOB) yang didesain untuk mengangkut minyak berat membutuhkan sistem perpipaan *heating coil* untuk proses perpindahan panas dari *heater* menuju setiap ruang muat kapal agar mudah dipompa. Pada penelitian ini, pipa *heating coil* akan diimplementasikan pada kapal yang semula didesain tanpa *heating coil* agar kedepannya kapal ini tidak hanya dapat mengangkut minyak ringan tetapi juga minyak berat. Spesifikasi *thermal oil heater* didapat dari perhitungan kebutuhan panas serta perpindahan panas akibat perbedaan antara temperatur muatan dengan temperatur daerah pelayaran kapal. Desain pipa mengacu pada *rules* Biro Klasifikasi Indonesia. Pipa yang telah didesain akan dianalisa tingkat fleksibilitasnya dalam menerima beban atau yang biasa dikenal dengan *pipe stress analysis*. Analisa ini dilakukan untuk mengetahui besarnya tegangan yang terjadi pada saat pipa dioperasikan, sehingga bisa diketahui tingkat keamanan dari pipa tersebut. Analisa ini juga dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari kenaikan tekanan dan temperatur dalam pipa. Perhitungan tegangan pipa ini mengacu pada standar ASME B31.3, dimana analisis tegangan dilakukan dengan pemodelan menggunakan *software* Caesar II. Pada tahap permodelan, variasi pembebanan juga akan dilakukan dengan menaikkan tekanan hingga 100 bar dan temperatur hingga 280 °C. Berdasarkan hasil permodelan menggunakan *software* Caesar II, dapat diketahui bahwa pipa *heating coil* yang telah didesain tidak mengalami *overstress* pada saat pipa dioperasikan, sehingga aman untuk digunakan. Kenaikan tekanan dan temperatur terbukti mempengaruhi besarnya tegangan yang terjadi tetapi tidak menyebabkan *overstress* selama jarak penyangga didesain sebesar 1.89 meter.

Kata kunci : SPOB, *Heating coil pipe*, *Pipe stress analysis*, ASME B31.3, Caesar II

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Heating Coil Pipe Stress Analysis On Cargo Oil Tanks Of SPOB Ship Using Caesar II Software

Student's Name : Rifaldi Agung Triambodo
NRP : 0421154000030
Department : Marine Engineering ITS
Supervisor Lecturer : Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

ABSTRACT

Self Propelled Oil Barge (SPOB) which designed to carry heavy oil needs a heating coil piping system for the process of heat transfer from the heater to each cargo hold in order to be easily pumped. In this research, the heating coil pipe will be implemented on the ship which was originally designed without heating coil so that in the future this ship can not only carry light oil but also heavy oil. The specifications of thermal oil heater are obtained from the calculation of heat requirements and heat transfers due to the difference between cargo temperature and shipping area temperature. Pipe design refers to the rules of the Indonesian Classification Bureau (BKI). Pipe that has been designed will be analyzed its flexibility in accepting loads or commonly known as pipe stress analysis. This analysis is conducted to determine the value of pipe stress that occurs when the pipeline is operated, so that it can be known the safety level of the pipe. This analysis is also conducted to determine the effect of increasing pressure and temperature in the pipe. Calculation of pipe stress refers to ASME B31.3 standard, where stress analysis is done by modeling using Caesar II software. During the modeling phase, loading variations will also be conducted by increasing the pressure up to 100 bars and temperature up to 280 °C. Based on the modeling results using Caesar II software, it can be seen that the heating coil pipe that has been designed is not overstressed when the pipeline is operated, so it is safe to use. The increase in pressure and temperature is proven to affect the value of the pipe stress that occurs but does not cause overstress as long as the pipe span is designed at 1.89 meters.

Key words : SPOB, Heating coil pipe, Pipe stress analysis, ASME B31.3, Caesar II

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah dengan memanjatkan puji syukur kehadirat Allah SWT atas segala limpahan rahmat, hidayah dan karunia-NYA, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir berjudul “**Analisa Tegangan Pipa Heating Coil Pada Ruang Muat Kapal SPOB Menggunakan Software Caesar II**” dengan baik dan lancar. 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. Bapak Solikin dan Ibu Endang Mulyawati, selaku kedua orang tua penulis yang selalu memberikan semangat dan bantuan baik dalam bentuk doa, materi, maupun motivasi hingga tugas akhir ini selesai.
2. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil., selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan, pengarahan, dan masukan selama penulis melakukan penelitian.
3. Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc., selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan, pengarahan, dan masukan selama penulis melakukan penelitian.
4. Dr. Eng. M. Badruz Zaman, S.T., M.T., selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan pengarahan dan motivasi sehingga penulis dapat menjalani perkuliahan dengan lancar.
5. Ir. Hari Prastowo, M.Sc., selaku dosen wali yang telah memberikan masukan dan bantuan kepada penulis selama kuliah di Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
6. Nila Krisnaningtyas, Nila Maulida Oktaviani, Dodik Tri Poerwanto, Frans Khariska, selaku kakak dan kakak ipar penulis yang telah memberikan semangat, masukan, dan bantuan hingga tugas akhir ini selesai.
7. Nandika Bagus Prayoga, S.T., selaku alumni Teknik Perkapalan ITS yang telah memberikan data tugas akhirnya sehingga dapat dikembangkan oleh penulis.
8. Nanissa Dyah Anggraini, S.KG., yang telah memberikan semangat serta membantu penulis dalam merapikan dan memeriksa kesalahan penulisan dalam tugas akhir ini.
9. Seluruh teknisi, member dan grader Laboratorium Marine Machinery and Fluid System (MMS) yang telah memberikan dukungan dan bantuan kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir.
10. Teman-teman Salvage'15 yang selalu memberi semangat dan motivasi dalam penyelesaian tugas akhir.
11. Amsal, Bogie, Cya, Defie, Distra, Luthfan, Naufal, Radifan, Satria, selaku dulur penulis yang selalu memberikan doa, semangat, maupun hiburan hingga tugas akhir ini selesai

12. Kepada rekan-rekan serta semua pihak yang tidak bisa disebutkan satu persatu yang telah bersedia menemani penulis 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 dan dapat disempurnakan ataupun dikembangkan sehingga menghasilkan penelitian yang jauh lebih baik lagi. Akhir kata semoga Allah SWT melimpahkan berkah dan rahmat-NYA kepada kita semua. Aamiin.

Surabaya, 31 Juli 2019

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	1
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan Penelitian.....	2
1.5. Manfaat Penelitian.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	3
2.1. <i>Barge</i>	3
2.1.1. <i>Flat Top Barge</i>	3
2.1.2. <i>Cargo Barge</i>	3
2.1.3. <i>Accomodation Barge</i>	3
2.1.4. <i>Oil Barge</i>	4
2.1.5. <i>Self Propelled Barge</i>	4
2.2. <i>Marine Fuel Oil</i>	4
2.3. Perpindahan Panas.....	5
2.3.1. Konveksi.....	6
2.3.2. Konduksi.....	10
2.3.3. Radiasi.....	14
2.4. Sistem Pemanas Pada Kapal.....	15
2.4.1. Sistem Pemanas Menggunakan Minyak Panas.....	15
2.4.2. Sistem Pemanas Menggunakan Uap Air (<i>Steam</i>).....	16
2.4.3. Sistem Pemanas Menggunakan Energi Listrik.....	16
2.5. Minyak Mineral Putih.....	17
2.6. Pipa <i>Heating Coil</i>	18
2.6.1. Material Pipa <i>Heating Coil</i>	18
2.6.2. Dimensi Pipa <i>Heating Coil</i>	19
2.6.3. Panjang Kebutuhan Pipa <i>Heating Coil</i>	21
2.7. Jarak Antar Penyangga.....	22
2.8. Tegangan Sistem Perpipaan.....	22
2.8.1. Tegangan Normal.....	22
2.8.2. Tegangan Geser.....	26
2.9. Beban Sistem Perpipaan.....	27
2.9.1. Beban Tetap (<i>Sustained Load</i>).....	28
2.9.2. Beban Ekspansi (<i>Expansion Load</i>).....	28
2.9.3. Beban Berkala (<i>Occasional Load</i>).....	29
2.9.4. Beban Ekspansi (<i>Expansion Load</i>).....	29
2.10. Pengenalan <i>Software Caesar II</i>	29

2.11. Prosedur Simulasi Menggunakan <i>Software</i> Caesar II	30
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	35
3.1. Kerangka Konsep	35
3.2. Metodologi Penelitian.....	36
3.2.1. Identifikasi dan Perumusan Masalah.....	36
3.2.2. Studi Literatur	36
3.2.3. Pengumpulan Data	36
3.2.4. Perhitungan Kebutuhan Pemanas.....	36
3.2.5. Desain Pipa <i>Heating Coil</i>	36
3.2.6. Perhitungan Tegangan Pipa	37
3.2.7. Permodelan Sistem Perpipaian.....	37
3.2.8. Simulasi (<i>Running Model</i>)	37
3.2.9. Validasi.....	37
3.2.10. Variasi Pembebanan	37
3.2.11. Analisa dan Pembahasan.....	38
3.2.12. Kesimpulan dan Saran	38
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	39
4.1. Data Awal.....	39
4.1.1. Data Kapal	39
4.1.2. Data Kapasitas Ruang Muat.....	39
4.1.3. Data <i>Marine Fuel Oil</i> (MFO).....	40
4.1.4. Data Material Tangki Ruang Muat.....	40
4.1.5. Data Udara Kering	41
4.1.6. Data Air Laut	41
4.1.7. Data Udara	41
4.1.8. Data Luasan Bidang Perpindahan Panas	41
4.2. Perhitungan Kebutuhan Pemanas Ruang Muat.....	42
4.2.1. Kebutuhan Daya untuk Memanaskan MFO	42
4.2.2. Perpindahan Panas Pelat Sisi di Bawah Garis Air.....	42
4.2.3. Perpindahan Panas Pelat Sisi di Atas Garis Air	45
4.2.4. Perpindahan Panas Pelat Dasar <i>Double Bottom</i>	47
4.2.5. Kebutuhan Daya Pemanas Total	49
4.3. Perhitungan Kebutuhan Pemanas Ruang Muat.....	49
4.3.1. Spesifikasi <i>Thermal Oil Heater</i>	49
4.3.2. Spesifikasi Minyak Pemanas.....	49
4.4. Perhitungan Desain Pipa <i>Heating Coil</i>	50
4.4.1. Menentukan Material	50
4.4.2. Menentukan Dimensi Pipa	50
4.4.3. Perhitungan Panjang Minimum Pipa.....	51
4.5. Perhitungan Jarak Penyangga	52
4.6. Permodelan Sistem Perpipaian	53
4.6.1. Membuat <i>File</i> Baru.....	54
4.6.2. Mengatur Satuan Analisa Tegangan Pipa.....	54
4.6.3. <i>Piping Input</i>	55
4.6.4. Pembuatan Penyangga	56
4.6.5. Pembuatan Bengkokan <i>Elbow</i>	56

4.6.6.	<i>Error Checking and Running Model</i>	56
4.7.	Hasil Analisa dengan Menggunakan <i>Software Caesar II</i>	57
4.7.1.	Analisa Pipa <i>Heating Coil Cargo Oil Tank 1 (PS)</i>	57
4.7.2.	Analisa Pipa <i>Heating Coil Cargo Oil Tank 3 (PS)</i>	59
4.7.3.	Rangkuman Analisa Tegangan	60
4.8.	Perhitungan Koreksi <i>Error</i>	61
4.8.1.	Perhitungan Tegangan Pipa akibat Beban Tetap	61
4.8.2.	Hasil Koreksi <i>Error</i>	62
4.9.	Analisa Tegangan Pipa <i>Heating Coil</i> dengan Variasi Tekanan.....	62
4.9.1.	Analisa Tegangan Pipa Model 1 (25 bar).....	63
4.9.2.	Analisa Tegangan Pipa Model 2 (50 bar).....	64
4.9.3.	Analisa Tegangan Pipa Model 3 (75 bar).....	65
4.9.4.	Analisa Tegangan Pipa Model 4 (100 bar).....	66
4.9.5.	Rangkuman Percobaan Variasi Tekanan.....	66
4.10.	Analisa Tegangan Pipa <i>Heating Coil</i> dengan Variasi Temperatur.....	67
4.10.1.	Analisa Tegangan Pipa Model 5 (50 °C).....	67
4.10.2.	Analisa Tegangan Pipa Model 6 (100 °C).....	68
4.10.3.	Analisa Tegangan Pipa Model 7 (150 °C).....	69
4.10.4.	Analisa Tegangan Pipa Model 8 (200 °C).....	70
4.10.5.	Rangkuman Percobaan Variasi Temperatur	71
4.11.	Analisa Tegangan Pipa <i>Heating Coil</i> dengan Variasi Jarak Penyangga... 71	
4.11.1.	Analisa Tegangan Pipa Model 9 (7.56 meter).....	72
4.11.2.	Analisa Tegangan Pipa Model 10 (9.45 meter).....	73
4.11.3.	Analisa Tegangan Pipa Model 11 (11.34 meter).....	74
4.11.4.	Analisa Tegangan Pipa Model 12 (13.23 meter).....	75
4.11.5.	Rangkuman Percobaan Variasi Jarak Penyangga.....	75
4.12.	Analisa Grafik	76
4.12.1.	Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Tetap.....	76
4.12.2.	Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Ekspansi	77
4.12.3.	Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Tetap.....	77
4.12.4.	Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Ekspansi	78
4.12.5.	Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Tetap.....	79
4.12.6.	Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Ekspansi	79
BAB V PENUTUP.....		81
5.1.	Kesimpulan.....	81
5.1.	Saran.....	81
DAFTAR PUSTAKA		83
LAMPIRAN.....		85
BIODATA PENULIS		89

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Spesifikasi <i>Marine Fuel Oil</i>	5
Gambar 2.2. Konveksi Bebas	6
Gambar 2.3. Konveksi Paksa	8
Gambar 2.4. Konduksi pada Satu Bidang Datar	10
Gambar 2.5. Konduksi pada Bidang Datar Disusun Seri	11
Gambar 2.6. Konduksi pada Satu Bidang Silinder	12
Gambar 2.7. Konduksi pada Bidang Silinder Disusun Seri	12
Gambar 2.8. Konduksi pada Satu Bidang Bola	13
Gambar 2.9. Konduksi pada Bidang Bola Disusun Seri	14
Gambar 2.10. Perpindahan Panas Radiasi	14
Gambar 2.11. <i>Thermal Oil Heater</i>	16
Gambar 2.12. <i>Water Tube Boiler</i>	16
Gambar 2.13. <i>Electric Heater</i>	17
Gambar 2.14. Grafik Temperatur Operasional Fluida Pemanas	17
Gambar 2.15. Instalasi Pipa <i>Heating Coil</i>	18
Gambar 2.16. Klasifikasi Pipa Berdasarkan Kelas Pipa	20
Gambar 2.17. <i>Nominal Diameter</i> Berdasarkan Material dan Kelas Pipa	20
Gambar 2.18. Skema Tegangan Aksial	23
Gambar 2.19. Skema Tegangan Tekuk	23
Gambar 2.20. <i>Pinned Support</i>	24
Gambar 2.21. <i>Fixed Support</i>	24
Gambar 2.22. Skema Tegangan Tangensial	25
Gambar 2.23. Skema Tegangan Radial	25
Gambar 2.24. Skema Tegangan Geser	26
Gambar 2.25. Skema Tegangan Momen Puntir	27
Gambar 2.26. <i>Software Caesar II</i>	30
Gambar 2.27. Tampilan Awal Caesar II	30
Gambar 2.28. Data Satuan Permodelan	31
Gambar 2.29. <i>Piping Input</i> Caesar II	31
Gambar 2.30. <i>Error dan Warning</i> Permodelan	32
Gambar 2.31. <i>Note</i> Permodelan	32
Gambar 2.32. Pemilihan Jenis Beban	33
Gambar 2.33. <i>Load Case dan Report</i> Permodelan	33
Gambar 3.1. Kerangka Konsep Penelitian	35
Gambar 4.1. <i>General Arrangement</i> Kapal SPOB	39
Gambar 4.2. Membuat <i>File</i> Baru	54
Gambar 4.3. Mengatur Satuan Analisa Tegangan	54
Gambar 4.4. Mengatur Data Pipa dan Fluida	55
Gambar 4.5. Pembuatan Penyangga Pipa	56
Gambar 4.6. Pembuatan Bengkokan <i>Elbow</i>	56
Gambar 4.7. Hasil <i>Error Checking</i>	57
Gambar 4.8. Menu Utama Simulasi Model	57
Gambar 4.9. Permodelan Pipa <i>Heating Coil Cargo Oil Tank 1 (PS)</i>	58
Gambar 4.10. Permodelan Pipa <i>Heating Coil Cargo Oil Tank 3 (PS)</i>	59

Gambar 4.11. Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Tetap	76
Gambar 4.12. Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Ekspansi	77
Gambar 4.13. Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Tetap	77
Gambar 4.14. Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Ekspansi	78
Gambar 4.15. Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Tetap	79
Gambar 4.16. Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Ekspansi	79

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1.	Kapasitas Ruang Muat Setiap Tangki	40
Tabel 4.2.	Kebutuhan Daya untuk Memanaskan MFO	42
Tabel 4.3.	Perpindahan Panas Pelat Sisi di Bawah Garis Air	44
Tabel 4.4.	Perpindahan Panas Pelat Sisi di Atas Garis Air.....	47
Tabel 4.5.	Perpindahan Panas Pelat Dasar <i>Double Bottom</i>	49
Tabel 4.6.	Kebutuhan Daya Pemanas Ruang Muat	49
Tabel 4.7.	Panjang Minimum Pipa Setiap Tangki	52
Tabel 4.8.	Jumlah Penyangga Setiap Tangki.....	53
Tabel 4.9.	Tegangan Pipa <i>Heating Coil</i> COT 1 (PS) akibat Beban Tetap	58
Tabel 4.10.	Tegangan Pipa <i>Heating Coil</i> COT 1 (PS) akibat Beban Ekspansi.....	59
Tabel 4.11.	Tegangan Pipa <i>Heating Coil</i> COT 3 (PS) akibat Beban Tetap	60
Tabel 4.12.	Tegangan Pipa <i>Heating Coil</i> COT 3 (PS) akibat Beban Ekspansi.....	60
Tabel 4.13.	Rangkuman Analisa Tegangan Beban Tetap.....	60
Tabel 4.14.	Rangkuman Analisa Tegangan Beban Ekspansi	61
Tabel 4.15.	Hasil Koreksi <i>Error</i>	62
Tabel 4.16.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 1 akibat Beban Tetap.....	63
Tabel 4.17.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 1 akibat Beban Ekspansi	63
Tabel 4.18.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 2 akibat Beban Tetap.....	64
Tabel 4.19.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 2 akibat Beban Ekspansi	64
Tabel 4.20.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 3 akibat Beban Tetap.....	65
Tabel 4.21.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 3 akibat Beban Ekspansi	65
Tabel 4.22.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 4 akibat Beban Tetap.....	66
Tabel 4.23.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 4 akibat Beban Ekspansi	66
Tabel 4.24.	Rangkuman Percobaan Variasi Tekanan Beban Tetap.....	67
Tabel 4.25.	Rangkuman Percobaan Variasi Tekanan Beban Ekspansi.....	67
Tabel 4.26.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 5 akibat Beban Tetap.....	67
Tabel 4.27.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 5 akibat Beban Ekspansi	68
Tabel 4.28.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 6 akibat Beban Tetap.....	68
Tabel 4.29.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 6 akibat Beban Ekspansi	69
Tabel 4.30.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 7 akibat Beban Tetap.....	69
Tabel 4.31.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 7 akibat Beban Ekspansi	70
Tabel 4.32.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 8 akibat Beban Tetap.....	70
Tabel 4.33.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 8 akibat Beban Ekspansi	71
Tabel 4.34.	Rangkuman Percobaan Variasi Temperatur Beban Tetap	71
Tabel 4.35.	Rangkuman Percobaan Variasi Temperatur Beban Ekspansi	71
Tabel 4.36.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 9 akibat Beban Tetap.....	72
Tabel 4.37.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 9 akibat Beban Ekspansi	72
Tabel 4.38.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 10 akibat Beban Tetap.....	73
Tabel 4.39.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 10 akibat Beban Ekspansi	73
Tabel 4.40.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 11 akibat Beban Tetap.....	74
Tabel 4.41.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 11 akibat Beban Ekspansi	74
Tabel 4.42.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 12 akibat Beban Tetap.....	75
Tabel 4.43.	Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 12 akibat Beban Ekspansi	75
Tabel 4.44.	Rangkuman Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Tetap.....	76

Tabel 4.45. Rangkuman Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Ekspansi..... 76

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kapal SPOB (*self propelled oil barge*) merupakan pengembangan dari kapal tongkang yang memiliki penggerak sendiri berupa *propeller* sehingga tidak memerlukan kapal lain untuk mengoperasikannya. Kapal ini didesain untuk mengangkut minyak sehingga memiliki beberapa kompartemen dan sistem perpipaan di dalamnya. Saat ini mulai banyak perusahaan yang beralih menggunakan kapal jenis ini karena dianggap lebih efisien dalam melakukan bongkar muat dibandingkan dengan kapal tongkang biasa. Biaya pembuatan kapal ini juga lebih rendah dibandingkan dengan biaya pembuatan kapal *tanker* sehingga kapal ini menjadi pilihan yang tepat ketika digunakan untuk membawa minyak melewati jalur pelayaran jarak dekat (Nandika *et al.*, 2016).

Kapal SPOB yang didesain untuk mengangkut muatan MFO (*marine fuel oil*) membutuhkan pemanas yang memanfaatkan fluida minyak panas sehingga MFO dapat terpompa dengan mudah saat melakukan bongkar muat. Pada sistem ini minyak panas mengalir di dalam pipa yang terpasang di setiap ruang muat yang menyebabkan temperatur pipa naik. Ditambah lagi beban internal maupun eksternal yang diperoleh pipa saat kapal beroperasi akan berpengaruh terhadap kekuatan sistem perpipaan. Dengan kondisi seperti ini dibutuhkan pengujian terhadap ketahanan sistem perpipaan tersebut. (Rizki *et al.*, 2014).

Maka dari itu dibutuhkan suatu analisa tegangan pipa untuk memastikan bahwa sistem perpipaan yang didesain dapat beroperasi secara aman tanpa kerusakan. Analisa ini bertujuan untuk mengetahui apakah terdapat tegangan berlebih (*overstress*) pada sistem perpipaan yang telah di rencanakan. Tegangan berlebih dapat menyebabkan kerusakan pada sistem perpipaan seperti deformasi, keretakan, ataupun kebocoran. Proses analisa dilakukan dengan *software* Caesar II yaitu *software* untuk menganalisa respon struktur dan juga tegangan pipa sesuai dengan standar internasional. Penggunaan *software* ini didasari agar mempermudah penulis memodelkan konstruksi pipa dan menganalisa tegangannya. Harapannya dengan metode seperti ini, penulis mendapatkan hasil layak atau tidaknya pipa pemanas (*heating coil*) yang terpasang pada setiap ruang muat kapal SPOB. Pipa dianggap layak jika tingkat fleksibilitas pipa masih dapat menahan beban dan panas yang timbul dari dalam maupun luar pipa itu sendiri.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam penelitian ini antara lain:

1. Bagaimana penentuan sistem penyangga yang sesuai untuk pipa *heating coil* pada ruang muat kapal SPOB?
2. Bagaimana pengaruh kenaikan tekanan fluida terhadap tegangan pipa *heating coil* pada ruang muat kapal SPOB?
3. Bagaimana pengaruh kenaikan temperatur fluida terhadap tegangan pipa *heating coil* pada ruang muat kapal SPOB?

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 penelitian ini untuk menjamin permasalahan diatas adalah sebagai berikut:

1. Objek yang dikaji terbatas pada analisa tegangan pipa *heating coil*.
2. Pipa *heating coil* didesain berdasarkan perhitungan kebutuhan panas dan perpindahan panas.
3. Tidak memperhitungkan perpindahan panas radiasi.
4. Tidak membahas korosi pipa dan sistem proteksi terhadap korosi.
5. Tidak membahas faktor ekonomi.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mendapatkan sistem penyangga yang sesuai untuk menjamin keselamatan sistem perpipaan dan komponen pendukung sistem tersebut.
2. Mengetahui pengaruh kenaikan tekanan fluida terhadap tegangan pipa *heating coil* pada ruang muat kapal SPOB.
3. Mengetahui pengaruh kenaikan temperatur fluida terhadap tegangan pipa *heating coil* pada ruang muat kapal SPOB.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menjamin keselamatan instalasi perpipaan termasuk semua komponen pendukungnya pada kondisi operasional.
2. Mengetahui aman atau tidaknya pipa *heating coil* pada ruang muat kapal SPOB saat terjadi kenaikan tekanan fluida yang mengalir di dalam pipa.
3. Mengetahui aman atau tidaknya pipa *heating coil* pada ruang muat kapal SPOB saat terjadi kenaikan temperatur fluida yang mengalir di dalam pipa.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. *Barge*

Barge atau biasa disebut dengan tongkang adalah jenis kapal dengan lambung datar sehingga terlihat seperti bangunan kotak yang dapat mengapung diatas permukaan laut. Pada umumnya *barge* didesain dengan geladak utama yang luas yang dikhususkan untuk ruang muat tanpa ada geladak tambahan dibawahnya. Sebagian besar *barge* juga didesain tanpa memiliki sistem permesinan untuk penggerakannya dan tanpa adanya ruang muat tambahan di bawah geladak utama sehingga di dalam lambung *barge* hanya terdapat konstruksi untuk memperkuat bangunan dan sekat-sekat untuk mencegah terjadinya karam ketika adanya kebocoran. Untuk pengoperasiannya, *barge* tanpa mesin penggerak harus ditarik oleh kapal lain (umumnya *tugboat*) untuk memindahkan dari satu tempat ke tempat lainnya.

Barge sangat cocok dioperasikan pada perairan dangkal dan pelayaran jarak dekat karena memiliki biaya operasional yang lebih murah dibandingkan dengan penggunaan kapal *tanker*. Penggunaan *barge* sendiri dapat menekan biaya operasional karena lebih cepat dalam proses bongkar muat dan memiliki volume ruangan tertutup lebih sedikit sehingga biaya sandar di pelabuhan lebih murah. Dalam perkembangannya, semakin banyak modifikasi *barge* dimana bentuk dan peralatan yang ada disesuaikan dengan fungsinya. Berikut beberapa jenis *barge* berdasarkan fungsinya yang sering ditemui di Indonesia.

2.1.1. *Flat Top Barge*

Barge yang didesain dengan bentuk paling sederhana yaitu memiliki geladak utama datar dengan pembatas (*side board*) di setiap sisi geladak utama untuk mencegah muatan jatuh ke perairan. *Barge* ini didesain tidak memiliki sistem permesinan dan hanya terdapat konstruksi di dalam lambungnya sehingga muatan hanya diletakkan di geladak utama. *Barge* jenis ini biasanya digunakan untuk mengangkut batu-bara, semen, kayu, dan lain sebagainya.

2.1.2. *Cargo Barge*

Barge yang didesain memiliki lubang palka (*cargo hold*) sehingga memiliki rancang bangun yang sama dengan kapal pada umumnya. Tetapi *barge* ini tetap tidak memiliki sistem permesinan sehingga dibutuhkan bantuan kapal lain untuk menarik *barge* jenis ini. Kelebihan *barge* ini dibandingkan dengan *flat top barge* yaitu dapat menampung lebih banyak muatan karena dapat diletakkan di dalam lubang palka sekaligus di atas geladak utama.

2.1.3. *Accommodation Barge*

Barge yang digunakan sebagai sarana akomodasi pekerja di bangunan lepas pantai. Terdapat kamar-kamar di atas geladak untuk tempat beristirahat para pekerja. Biasanya juga dilengkapi dengan alat-alat

untuk menunjang pekerjaan *erection* pada bangunan lepas pantai. *Barge* jenis ini juga tidak dilengkapi dengan sistem permesinan.

2.1.4. *Oil Barge*

Barge yang didesain memiliki lubang palka seperti *cargo barge* tetapi dikhususkan untuk muatan minyak. *Barge* ini juga dilengkapi dengan sistem perpipaan sekaligus pompa-pompa untuk bongkar muat minyak dari dan menuju lubang palka. Jenis *barge* ini bersifat multifungsi karena di atas geladak utama dapat dimanfaatkan untuk memuat kargo jenis lainnya. Tetapi *barge* ini sama seperti *barge* pada umumnya, yaitu tidak memiliki sistem permesinan sendiri.

2.1.5. *Self Propelled Barge*

Barge yang memiliki penggerak sendiri, sehingga tidak membutuhkan bantuan kapal lain untuk membawa muatan dari satu tempat ke tempat lainnya. Untuk pengoperasiannya, *barge* ini tidak memerlukan awak kapal yang banyak, sehingga biaya operasional lebih murah dibandingkan dengan kapal pada umumnya. *Barge* jenis ini memiliki penamaan yang berbeda tergantung dari muatan yang dibawa. Misalnya, SPCB (*self propelled coal barge*) yang mengangkut batu bara ataupun SPOB (*self propelled oil barge*) yang mengangkut muatan minyak.

2.2. *Marine Fuel Oil*

Produk bahan bakar minyak secara umum terdiri dari dua elemen utama, yaitu karbon dan hidrogen. Kombinasi dari dua elemen itu disebut hidrokarbon. Hidrokarbon merupakan penyusun utama minyak mentah dari berbagai formasi geologi di seluruh dunia. MFO (*marine fuel oil*) adalah hidrokarbon yang mempunyai massa jenis dan viskositas yang lebih tinggi dari minyak mentah ringan. MFO dikategorikan sebagai minyak residu karena merupakan sisa pengolahan minyak mentah yang tidak menguap pada proses distilasi. Pada umumnya MFO digunakan sebagai bahan bakar kapal dan bahan bakar *boiler* pada industri besar. Hal ini disebabkan karena harga MFO yang lebih murah dari bahan bakar lainnya untuk menghasilkan daya yang sama. Pada penelitian ini kapal SPOB direncanakan untuk mengangkut MFO 2 yang diproduksi PT. Pertamina dengan spesifikasi sebagai berikut.

NO.	KARAKTERISTIK	SATUAN	BATASAN				METODE UJI ASTM
			MFO 1		MFO 2		
			MIN	MAX	MIN	MAX	
1	Densitas pada 15 °C	kg/m ³	-	991	-	991	D 1298
2	Viskositas kinematik pada 50 °C	mm ² /s	-	180	-	380	D 445
3	Kandungan Sulfur	% m/m	-	4,5	-	5,0	D 1552 / D 2622
4	Titik Tuang	°C	-	30	-	40	D 97
5	Titik Nyala	°C	60	-	60	-	D 93
6	Residu Karbon	% m/m	-	16	-	20	D 189
7	Kandungan Abu	% m/m	-	0,10	-	0,15	D 482
8	Sedimen Total	% m/m	-	0,10	-	0,10	D 473
9	Kandungan Air	% v/v	-	1,00	-	1,00	D 95
10	Vanadium	mg/kg	-	200	-	300	AA5
11	Aluminium + Silikon	mg/kg	-	80	-	80	D 5184 / AA5

Revisi:
Keputusan Direktorat Jenderal Minyak & Gas Bumi No. 14489/U14/DJM/2008 tanggal 21 Agustus 2008 tentang Standar dan Metode (Spesifikasi) Bahan Bakar Minyak Jenis Minyak Diesel yang Dipersempit di Dalam Negara.

Gambar 2.1. Spesifikasi Marine Fuel Oil
Sumber: www.pertamina.com

Dari spesifikasi diatas diketahui bahwa MFO memiliki viskositas yang tinggi pada temperatur 50 °C. Viskositas ini akan semakin tinggi saat MFO dimuat dalam temperatur lingkungan yaitu 30 °C. Ditambah lagi, titik tuang MFO maksimal 40 °C. Titik tuang dapat diartikan sebagai temperatur dimana suatu cairan tidak dapat bergerak atau mengalir karena beratnya sendiri. Hal ini berarti MFO harus dipanaskan dari yang semula berada pada temperatur lingkungan menjadi temperatur sesuai titik tuang yang tertera pada spesifikasi. Dengan begitu maka muatan akan mudah terpompa saat dilakukan bongkar muat.

2.3. Perpindahan Panas

Panas adalah bentuk energi yang dapat berpindah dari satu sistem ke sistem yang lain sebagai akibat dari perbedaan suhu. Panas selalu berpindah dari zat dengan temperatur tinggi menuju zat dengan temperatur yang lebih rendah. Perpindahan panas ini akan berhenti ketika zat yang saling berdekatan memiliki temperatur yang sama (Cengel, 2003). Jumlah panas yang dipindahkan per satuan waktu disebut laju perpindahan panas, dan dilambangkan dengan Q̇ yang memiliki satuan J/s, atau setara dengan Watt. Laju perpindahan panas untuk menentukan daya pemanas dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$\dot{Q} = \frac{m \times Cp \times \Delta T}{t} \dots\dots\dots (1)$$

Sedangkan laju perpindahan panas untuk mengganti panas yang hilang akibat pengaruh lingkungan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T \dots\dots\dots (2)$$

Keterangan:

- Q̇ = Laju perpindahan panas (W)
- m = Massa (kg)
- Cp = Kalor jenis (J/kgK)
- U = Koefisien perpindahan panas total (W/m²K)
- A = Luas permukaan (m²)
- ΔT = Beda temperatur (K)
- t = Waktu tercapainya panas yang dibutuhkan (s)

Terdapat tiga macam perpindahan panas antara lain konveksi, konduksi, dan radiasi yang akan dijelaskan sebagai berikut.

2.3.1. Konveksi

Konveksi adalah perpindahan panas antara permukaan padat dan fluida bergerak yang berdekatan. Hal ini melibatkan efek gabungan dari konduksi dan gerakan fluida. Semakin cepat gerakan fluida, semakin besar perpindahan panas konveksi yang terjadi. Dengan tidak adanya gerakan fluida, maka perpindahan panas dengan kondisi ini termasuk kedalam konduksi murni. Berikut persamaan untuk mengetahui besarnya laju perpindahan panas secara konveksi.

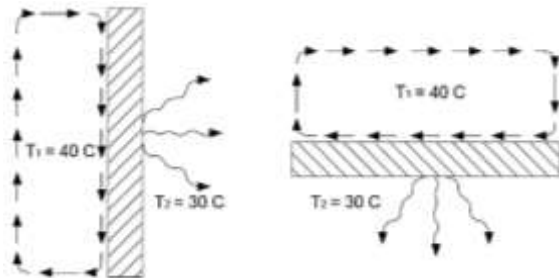
$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U \times A \times \Delta T \\ &= h \times A \times T_1 - T_2 \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

Keterangan:

- h = Koefisien perpindahan panas (W/m²K)
- T₁ = Temperatur tinggi (K)
- T₂ = Temperatur rendah (K)

Terdapat dua macam konveksi yaitu konveksi bebas dan konveksi paksa. Kedua jenis konveksi tersebut akan dijelaskan sebagai berikut.

A. Konveksi Bebas



Gambar 2.2. Konveksi Bebas

Konveksi disebut konveksi bebas jika gerakan fluida disebabkan oleh gaya apung yang disebabkan oleh perbedaan kepadatan karena variasi temperatur dalam fluida. Pada kondisi ini koefisien perpindahan panas konveksi dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

- **Temperatur Film**
Temperatur film adalah rata-rata temperatur dinding dengan temperatur aliran bebas.

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} \dots\dots\dots (4)$$

Keterangan:

- T_f = Temperatur film (K)
- T_w = Temperatur dinding (K)
- T_∞ = Temperatur aliran bebas (K)

- **Bilangan Grashoff**
Bilangan grashoff adalah bilangan tak berdimensi dalam dinamika fluida dan perpindahan panas yang menunjukkan rasio daya apung terhadap gaya viskos yang bekerja pada fluida.

$$Gr = \frac{g \times \beta \times |T_w - T_\infty| \times L_c^3}{\nu^2} \dots\dots\dots (5)$$

Keterangan:

- Gr = Bilangan grashoff
- g = Percepatan gravitasi (m/s²)
- β = Koefisien ekspansi volume (K)
= 1/T_f
- ν = Viskositas kinematik (m²/s)
- L_c = Panjang karakteristik yang dilalui fluida (m)
= Tinggi bidang (untuk bidang vertikal)
= $\frac{Luas}{Keliling}$ (untuk bidang horizontal)
= Tinggi silinder (untuk silinder vertikal)
= Diameter silinder (untuk silinder horizontal)

- **Bilangan Prandtl**
Bilangan prandtl adalah bilangan tak berdimensi yang menunjukkan rasio difusivitas momentum (viskositas kinematik) terhadap difusivitas termal.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/(\rho \times C_p)} = \frac{C_p \times \mu}{k} \dots\dots\dots (6)$$

Keterangan:

- Pr = Bilangan prandtl
- α = Difusivitas termal (m²/s)
- ρ = Massa jenis (kg/m³)
- μ = Viskositas dinamik (Ns/m²)
- k = Konduktivitas termal (W/mK)

- **Bilangan Rayleigh**
Bilangan rayleigh adalah bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perilaku aliran yang digerakkan oleh gaya apung pada konveksi bebas.

$$Ra = Gr \times Pr \dots\dots\dots (7)$$

Keterangan:

- Ra = Bilangan rayleigh
- = Ra < 10⁹ (laminer pada bidang vertikal)
- = Ra > 10⁹ (turbulen pada bidang vertikal)
- = Ra < 10⁷ (laminer pada bidang horizontal)
- = Ra > 10⁷ (turbulen pada bidang horizontal)

- **Bilangan Nusselt**
 Bilangan nusselt adalah bilangan tak berdimensi yang menunjukkan rasio perpindahan panas konveksi dan konduksi terhadap bidang batas dalam fluida. Berikut persamaan untuk mencari besarnya bilangan nusselt pada bidang datar.

$$Nu = C \times Ra^M \dots\dots\dots (8)$$

Sedangkan persamaan untuk mencari besarnya bilangan nusselt pada bidang silinder adalah sebagai berikut.

$$Nu = \left(0.6 + \frac{0.387 \times Ra^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right)^2 \dots\dots\dots (9)$$

Keterangan:

- Nu = Bilangan nusselt
- C = Konstanta
 - = 0.59 (untuk aliran laminar bidang datar vertikal)
 - = 0.1 (untuk aliran turbulen bidang datar vertikal)
 - = 0.54 (untuk aliran laminar bidang datar horizontal)
 - = 0.15 (untuk aliran turbulen bidang datar horizontal)
- M = Konstanta
 - = 1/4 (untuk aliran laminar)
 - = 1/3 (untuk aliran turbulen)

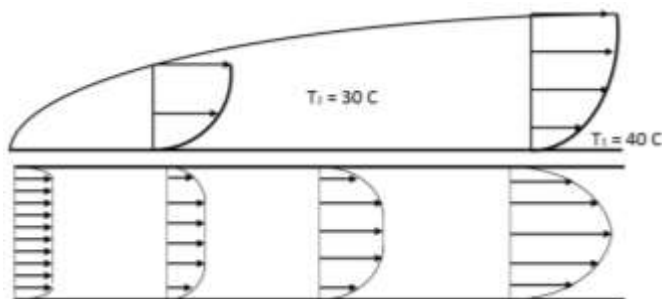
- **Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Bebas**
 Koefisien pindah panas adalah koefisien proporsionalitas antara fluks panas dan perbedaan temperatur yang menjadi penggerak utama perpindahan panas.

$$h_1 = \frac{k \times Nu}{L_c} \dots\dots\dots (10)$$

Keterangan:

- h_1 = Koefisien perpindahan panas (W/m²K)

B. Konveksi Paksa



Gambar 2.3. Konveksi Paksa

Konveksi disebut konveksi paksa jika fluida dipaksa mengalir di permukaan dengan cara eksternal seperti kipas, pompa, atau angin.

Pada kondisi ini koefisien perpindahan panas konveksi dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

- **Bilangan Reynold**
Bilangan reynold adalah bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk mengidentifikasikan jenis aliran yang berbeda. Berikut persamaan untuk mencari besarnya bilangan reynold.

$$Re = \frac{v \times L_C}{\nu} \dots\dots\dots (11)$$

Keterangan:

- Re = Bilangan reynold
 - = $Re < 10^5$ (laminer)
 - = $Re > 10^5$ (turbulen)
- v = Kecepatan fluida (m/s)
- L_C = Panjang karakteristik yang dilalui fluida (m)
 - = Panjang bidang (untuk bidang datar)
 - = Diameter luar (untuk fluida di luar silinder)
 - = Diameter dalam (untuk fluida di dalam silinder)

- **Bilangan Prandtl**
Bilangan prandtl pada konveksi paksa memiliki pengertian yang sama dengan yang ada pada konveksi bebas. Besarnya bilangan prandtl pada konveksi paksa ini dapat dihitung dengan persamaan (6).

- **Bilangan Nusselt**
Bilangan nusselt pada konveksi paksa memiliki pengertian yang sama dengan yang ada pada konveksi bebas. Tetapi persamaan untuk mencari besarnya bilangan nusselt pada konveksi bebas berbeda dengan konveksi paksa ini. Berikut persamaan untuk mencari besarnya bilangan nusselt pada konveksi paksa.

$$Nu = C \times Re^M \times Pr^N \dots\dots\dots (12)$$

Keterangan:

- C = Konstanta
 - = 0.664 (untuk aliran laminar bidang datar)
 - = 0.037 (untuk aliran turbulen bidang datar)
 - = 0.023 (untuk aliran turbulen bidang silinder)
- M = Konstanta
 - = 0.5 (untuk aliran laminar bidang datar)
 - = 0.8 (untuk aliran turbulen bidang datar dan silinder)
- N = Konstanta
 - = 0.3 (untuk pendinginan)
 - = 0.4 (untuk pemanasan)

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Paksa
 Koefisien perpindahan panas pada konveksi paksa memiliki pengertian yang sama dengan yang ada pada konveksi bebas. Persamaan yang digunakan juga sama tetapi akan menghasilkan koefisien yang berbeda karena pengaruh dari fluida yang dipaksa mengalir pada suatu bidang.

$$h_2 = \frac{k \times Nu}{L_c} \dots\dots\dots (13)$$

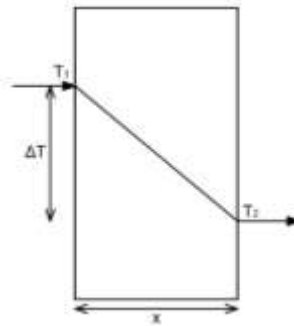
Keterangan:

h_2 = Koefisien perpindahan panas (W/m²K)

2.3.2. Konduksi

Konduksi adalah proses perpindahan panas jika panas mengalir dari tempat bertemperatur tinggi ke tempat yang bertemperatur lebih rendah. Konduksi dapat terjadi dalam zat padat, cair, atau gas. Dalam zat cair dan gas, konduksi disebabkan oleh tabrakan dan difusi molekul selama gerakan acak mereka. Dalam zat padat, konduksi disebabkan oleh kombinasi getaran dari molekul-molekul dalam kisi dan pergerakan energi oleh elektron bebas. Laju konduksi panas tergantung pada geometri, ketebalan, dan material, serta perbedaan temperatur lintas suatu zat. Konduksi sering terjadi pada berbagai bidang dan kondisi yang akan dijelaskan sebagai berikut.

A. Perpindahan Panas Konduksi pada Satu Bidang Datar



Gambar 2.4. Konduksi pada Satu Bidang Datar

Pada konduksi ini panas berpindah secara linier dari sisi bidang datar yang bertemperatur tinggi ke sisi yang bertemperatur lebih rendah. Pada kondisi ini laju perpindahan panas dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U \times A \times \Delta T \\ &= h \times A \times \Delta T \\ &= k \times A \times \frac{T_1 - T_2}{X} \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

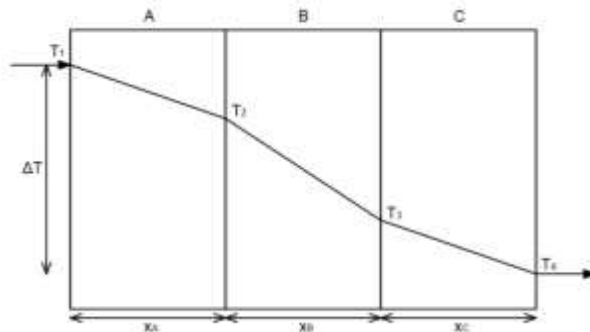
Sehingga koefisien perpindahan panas total sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi pada bidang datar dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_2}\right)} \dots\dots\dots (15)$$

Keterangan:

x = Tebal dinding (m)

B. Perpindahan Panas Konduksi pada Bidang Datar Disusun Seri



Gambar 2.5. Konduksi pada Bidang Datar Disusun Seri

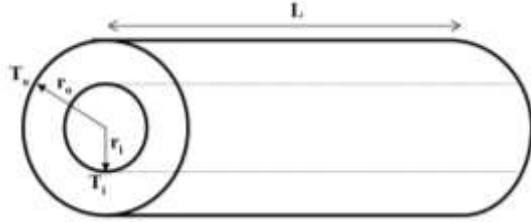
Konduksi dianggap seri ketika panas berpindah melewati bidang datar yang disusun berlapis-lapis dengan bahan yang berbeda-beda. Pada kondisi ini laju perpindahan panas dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U \times A \times \Delta T \\ &= h \times A \times \Delta T \\ &= \frac{T_1 - T_4}{\frac{x_A}{k_A \times A} + \frac{x_B}{k_B \times A} + \frac{x_C}{k_C \times A}} \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

Keterangan:

- x_A = Tebal dinding bidang A (m)
- x_B = Tebal dinding bidang B (m)
- x_C = Tebal dinding bidang C (m)
- k_A = Konduktivitas termal bidang A (W/mK)
- k_B = Konduktivitas termal bidang B (W/mK)
- k_C = Konduktivitas termal bidang C (W/mK)
- T_4 = Temperatur rendah (K)

C. Perpindahan Panas Konduksi pada Satu Bidang Silinder



Gambar 2.6. Konduksi pada Satu Bidang Silinder

Pipa merupakan silinder berongga yang memiliki dua bagian yaitu bagian dalam dan bagian luar. Pada konduksi ini panas berpindah dari bagian silinder yang bertemperatur tinggi ke bagian yang bertemperatur lebih rendah. Pada kondisi ini laju perpindahan panas dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U \times A \times \Delta T \\ &= h \times A \times \Delta T \\ &= \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_1 \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_i \cdot L} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_o \cdot L}} \dots\dots (17) \end{aligned}$$

Sehingga koefisien perpindahan panas total sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi pada bidang silinder dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

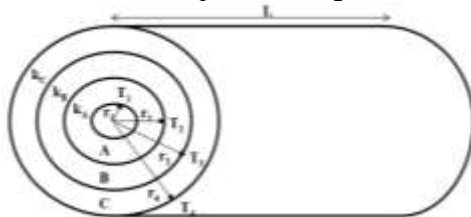
$$U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{r_i \times \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{r_i}{h_2 \times r_o}\right)} \dots\dots\dots (18)$$

$$U_2 = \frac{1}{\left(\frac{r_o}{h_1 \times r_i} + \frac{r_o \times \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{1}{h_2}\right)} \dots\dots\dots (19)$$

Keterangan:

- T_o = Temperatur luar (K)
- T_i = Temperatur dalam (K)
- r_o = Jari-jari luar (m)
- r_i = Jari-jari dalam (m)
- L = Panjang silinder (m)
- U₁ = Koefisien perpindahan panas total bagian dalam (W/m²K)
- U₂ = Koefisien perpindahan panas total bagian luar (W/m²K)

D. Perpindahan Panas Konduksi pada Bidang Silinder Disusun Seri



Gambar 2.7. Konduksi pada Bidang Silinder Disusun Seri

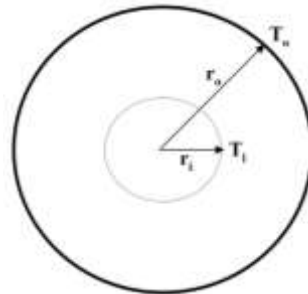
Sebuah silinder yang memiliki temperatur permukaan relatif tinggi dapat diisolasi dengan beberapa macam bahan yang disusun seri. Pada kondisi ini laju perpindahan panas dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U \times A \times \Delta T \\ &= h \times A \times \Delta T \\ &= \frac{T_1 - T_4}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk_A} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi Lk_B} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi Lk_C}} \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

Keterangan:

- r₁ = Jari-jari silinder 1 (m)
- r₂ = Jari-jari silinder 2 (m)
- r₃ = Jari-jari silinder 3 (m)
- r₄ = Jari-jari silinder 4 (m)

E. Perpindahan Panas Konduksi pada Satu Bidang Bola



Gambar 2.8. Konduksi pada Satu Bidang Bola

Panas juga dapat berpindah melalui sebuah tangki atau tabung berbentuk bola. Pada konduksi ini panas berpindah dari bagian bola yang bertemperatur tinggi ke bagian yang bertemperatur lebih rendah. Pada kondisi ini laju perpindahan panas dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

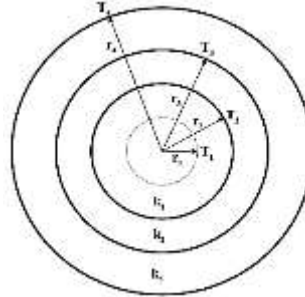
$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U \times A \times \Delta T \\ &= h \times A \times \Delta T \\ &= \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_1 \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_i^2} + \frac{(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o})}{4 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{h_2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_o^2}} \dots\dots\dots (21) \end{aligned}$$

Sehingga koefisien perpindahan panas total sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi pada bidang bola dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{r_i^2 \times (\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o})}{k} + \frac{r_i^2}{h_2 \times r_o^2} \right)} \dots\dots\dots (22)$$

$$U_2 = \frac{1}{\left(\frac{r_o^2}{h_1 \times r_i^2} + \frac{r_o^2 \times \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o} \right)}{k} + \frac{1}{h_2} \right)} \dots\dots\dots (23)$$

F. Perpindahan Panas Konduksi pada Bidang Bola Disusun Seri

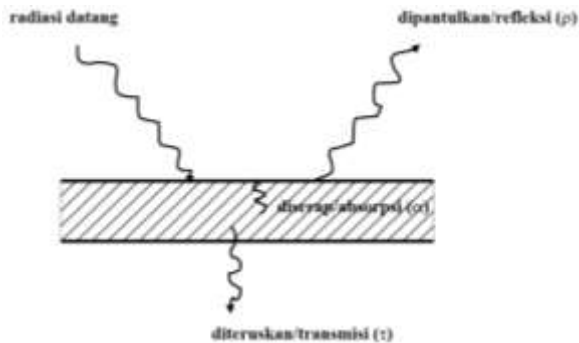


Gambar 2.9. Konduksi pada Bidang Bola Disusun Seri

Sebuah bola yang memiliki temperatur permukaan relatif tinggi dapat diisolasi dengan beberapa macam bahan yang disusun seri. Pada kondisi ini laju perpindahan panas dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U \times A \times \Delta T \\ &= h \times A \times \Delta T \\ &= \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3} + \frac{1}{r_3} - \frac{1}{r_4}}{4\pi k_A} \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

2.3.3. Radiasi



Gambar 2.10. Perpindahan Panas Radiasi

Radiasi adalah energi yang dipancarkan oleh materi dalam bentuk gelombang elektromagnetik (atau foton) sebagai akibat dari perubahan konfigurasi elektronik atom atau molekul. Tidak seperti konduksi dan konveksi, perpindahan panas oleh radiasi tidak memerlukan kehadiran

media yang mengintervensi. Perpindahan panas oleh radiasi adalah yang tercepat (dengan kecepatan cahaya) dan tidak ada pelemahan dalam ruang hampa udara. Berikut persamaan untuk mengetahui besarnya laju perpindahan panas secara radiasi.

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma A T^4 \dots\dots\dots (25)$$

Keterangan:

- ε = Emisivitas benda
- = $0 \leq \varepsilon \leq 1$
- = 0 (untuk benda putih)
- = 1 (untuk benda hitam)
- σ = Konstanta Stefan-Boltzman ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$)
- = 5.67×10^{-8}

2.4. Sistem Pemanas Pada Kapal

Sistem pemanas pada kapal pada umumnya berguna untuk memanaskan fluida di dalam kapal yang memiliki viskositas tinggi. Viskositas merupakan tingkat kerapatan molekul yang membentuk suatu fluida yang menyebabkan perbedaan kekentalan pada setiap jenis fluida. Kenaikan temperatur fluida akan menyebabkan turunnya viskositas fluida sehingga fluida mudah di pindahkan dari satu tempat ke tempat lainnya menggunakan pompa. Oleh karena itu pemasangan sistem pemanas sangat penting dilakukan pada kapal yang direncanakan akan memuat fluida yang susah dilakukan pemompaan (Indah *et al.*, 2012).

Pada umumnya terdapat beberapa jenis sistem pemanas yang sering dipasang pada kapal. Kapal dengan bahan bakar ataupun muatan minyak berat seperti MFO dan *heavy crude oil* wajib merencanakan pemasangan sistem pemanas dengan kapasitas panas sesuai kebutuhan (Christmana, 2000). Berikut penjelasan untuk setiap jenis pemanas yang sering digunakan pada kapal.

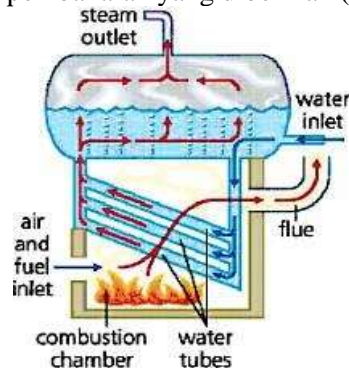
2.4.1. Sistem Pemanas Menggunakan Minyak Panas

Sistem pemanas ini biasa disebut *thermal oil heater*. Heater jenis ini merupakan mesin penghasil panas yang memanfaatkan minyak yang mengalir di dalam pipa *heating coil* sebagai media penghantar panas. Cara kerjanya yaitu memanfaatkan minyak dalam pipa yang dirancang spiral menempel di dalam tabung atau tangki pemanas yang kemudian dipanaskan dengan api yang bersumber dari *burner* dengan bahan bakar tertentu. Besar temperatur yang dapat dihasilkan oleh *thermal oil heater* ini dapat mencapai lebih dari 300 °C. Kelebihan *heater* ini yaitu minyak yang digunakan tidak akan menguap habis kecuali terdapat kebocoran pada pipa *heating coil*. Jika terjadi kebocoran, harus segera dilakukan perbaikan dan penggantian minyak yang terbuang sesuai dengan ukuran awal (Smith, 2005).

Gambar 2.11. *Thermal Oil Heater*Sumber: www.abco.dk

2.4.2. Sistem Pemanas Menggunakan Uap Air (*Steam*)

Sistem pemanas ini biasa disebut *boiler*. *Boiler* atau ketel uap yaitu bejana tertutup yang berisi air tawar untuk dipanaskan hingga membentuk uap panas dengan tekanan melebihi 1 bar atau 1 atmosfer. Pada dasarnya *boiler* memiliki fungsi untuk mengkonversi energi kimia dari bahan bakar menjadi energi panas yang dialirkan melalui fluida kerja. Pembakaran menghasilkan panas yang disalurkan ke bejana hingga membuat air menguap. Uap dapat keluar melalui pipa yang terhubung ke bejana dan diangkut ke tempat lain. Pipa lain membawa air (disebut "air umpan") ke bejana untuk menggantikan air yang telah menguap dan keluar. Uap panas yang dihasilkan *boiler* ini dapat dimanfaatkan untuk berbagai macam kebutuhan di kapal, seperti pemanas bahan bakar, pemanas ruang muat kapal *tanker*, menggerakkan turbin uap, dan lain sebagainya. Uap yang dihasilkan *boiler* adalah uap *superheat* dengan tekanan yang tinggi. Jumlah produksi uap tergantung pada luas permukaan pemindah panas, laju aliran, dan panas pembakaran yang diberikan (Teir, 2003).

Gambar 2.12. *Water Tube Boiler*

Sumber: Teir, 2003

2.4.3. Sistem Pemanas Menggunakan Energi Listrik

Sistem pemanas ini biasa disebut *electric heater*. *Heater* jenis ini bekerja dengan mengkonversikan energi listrik yang dihasilkan generator

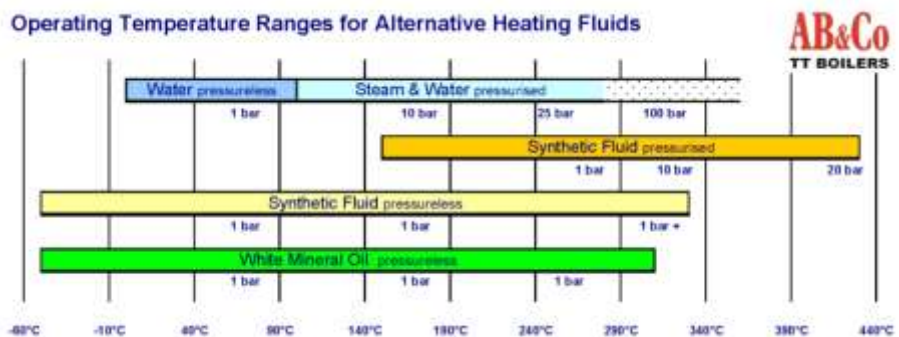
kapal menjadi energi panas yang dialirkan melalui bahan konduktor listrik yang dipasang pada dinding pipa bagian luar. Semakin besar kebutuhan energi panas suatu sistem maka akan semakin besar daya generator yang dibutuhkan untuk menyalakan *heater* jenis ini. Hal ini akan berdampak pada besarnya biaya yang dikeluarkan untuk pembelian dan pengoperasian generator. Tetapi *heater* jenis ini memiliki kelebihan mampu menjaga temperatur tangki dengan teliti. *Electric heater* sudah umum digunakan pada industri maupun kapal untuk memanaskan fluida seperti minyak pelumas, minyak MFO, air tawar, *engine coolant*, dan lain sebagainya.



Gambar 2.13. *Electric Heater*
Sumber: www.alvalaval.com

2.5. Minyak Mineral Putih

Minyak mineral putih adalah produk sampingan dari penyulingan minyak bumi yang terbentuk dari berbagai campuran alkana sederhana. Minyak ini bersifat tidak berbau, tidak berwarna, tidak mudah teroksidasi, dan bisa disimpan dalam waktu yang lama. Minyak ini diproduksi dalam skala besar, sehingga tersedia dimana saja dengan biaya yang rendah. Minyak mineral dapat digunakan pada banyak hal. Penggunaannya secara luas meliputi berbagai bidang seperti pelumas otomotif, kosmetik, makanan, obat, industri, dan lain sebagainya. Minyak mineral yang memiliki tingkat kemurnian tinggi digunakan untuk produk kebutuhan manusia, sedangkan minyak mineral yang belum dimurnikan digunakan untuk produk kebutuhan mesin ataupun industri (Armando, 2016).



Gambar 2.14. Grafik Temperatur Operasional Fluida Pemanas
Sumber: www.abco.dk

Thermal oil heater membutuhkan fluida yang dapat menghantarkan panas tanpa membutuhkan tekanan tinggi dan tanpa merubah bentuk fluida menjadi uap. Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa minyak mineral putih dan minyak sintetik merupakan fluida kerja paling efisien. Hal ini dikarenakan untuk mencapai temperatur operasi 300 °C, dapat dicapai dengan hanya menggunakan tekanan atmosfer (1 bar). Tetapi dengan menggunakan minyak mineral putih akan lebih menguntungkan dikarenakan harganya yang jauh lebih murah dan produk lebih mudah didapat daripada minyak sintetik.

2.6. Pipa Heating Coil

Pipa *heating coil* merupakan pipa yang digunakan untuk aplikasi perpindahan panas. Pipa ini merupakan komponen paling penting dalam *thermal oil heater*. Pipa ini dirancang berbentuk spiral di dalam tabung atau tangki *burner* untuk dipanaskan. Selanjutnya pipa ini terhubung ke setiap tangki yang membutuhkan pemanasan seperti tangki minyak bahan bakar ataupun ruang muat kapal yang mengangkut MFO. Instalasi pipa ini berfungsi sebagai tempat mengalirnya minyak panas yang memindahkan energi panas dari sumber panas (*burner*) ke tangki yang membutuhkan pemanasan (Juda *et al.*, 2017).



Gambar 2.15. Instalasi Pipa *Heating Coil*
Sumber: www.koyotky.co.jp

Perpipaan layaknya urat nadi untuk sebuah kapal karena berfungsi sebagai akses fluida berpindah dari satu tempat ke tempat lainnya. Pada perpipaan *thermal oil heater* harus direncanakan dengan baik dalam penentuan material pipa yang digunakan dan dimensi pipa sesuai kebutuhan. Hal ini penting karena *thermal oil heater* beroperasi dengan mengalirkan minyak dengan temperatur yang sangat panas. Spesifikasi minyak yang dialirkan (jenis minyak, temperatur, dan tekanan operasional) harus diperhatikan betul agar dapat ditentukan material dan dimensi pipa yang tepat dan efisien.

2.6.1. Material Pipa *Heating Coil*

Penggunaan logam anti korosi atau yang biasa disebut *stainless steel* dalam dunia industri dan perkapalan semakin berkembang dengan baik. *Stainless steel* merupakan logam perpaduan antara baja dengan kandungan kromium minimum 12% dan karbon maksimum 1.2%. Terdapat lima jenis *stainless steel* yang digolongkan berdasarkan komposisi pada setiap unsur kimianya yaitu *austenitic*, *ferritic*, *martensitic*, *duplex*, dan *precipitation*

hardening. Setiap jenis *stainless steel* ini terbentuk dari unsur kimia yang sama dengan komposisi yang berbeda (Choiri, 2018).

Austenitic stainless steel merupakan jenis yang sering digunakan pada peralatan rumah tangga maupun pada industri. *Austenitic* tersusun dari minimum 16% kromium, 7% nikel, dan nitrogen. *Austenitic* memiliki keunggulan antara lain tidak mengeras oleh pemanasan, ketahanan korosi paling bagus diantara jenis lain, tahan terhadap retakan, tidak bersifat magnetik, mudah di las, dan juga mudah dibentuk. Seri *stainless steel* yang masuk dalam kategori *austenitic* yaitu seri 200 dan seri 300. Perbedaan seri ini dipengaruhi oleh komposisi metalurginya sehingga karakteristiknya juga berbeda. Seri 300 lebih tahan karat tetapi seri 200 memiliki harga yang lebih murah.

Austenitic yang paling umum digunakan yaitu seri 304 dan diikuti oleh seri 316. Seri 304 memiliki kandungan kromium sebesar 18% serta kandungan nikel sebesar 8%. Kromium berfungsi untuk mengikat oksigen di permukaan bahan dan melindungi bahan dari proses oksidasi yang dapat menimbulkan karat. Sementara nikel dapat meningkatkan kemampuan bahan dalam mencegah korosi dan membuat bahan menjadi lebih kuat. Sedangkan untuk seri 316 memiliki kandungan kromium sebesar 16% serta kandungan nikel sebesar 10%. Selain itu pada seri 316 ini memiliki kandungan molibdenum yang membuat seri ini lebih tahan terhadap korosi lokal yang mengakibatkan lubang-lubang kecil pada permukaan *stainless steel* akibat bersentuhan langsung dengan air laut. Oleh karena itu *austenitic stainless steel* seri 316 sangat cocok digunakan sebagai material pipa *heating coil* pada *thermal oil system* yang dioperasikan pada kapal SPOB karena cocok untuk semua jenis fluida, kuat menahan panas yang ditimbulkan minyak panas, dan juga seri ini tahan terhadap air laut.

2.6.2. Dimensi Pipa *Heating Coil*

Kapal SPOB pada penelitian ini mengikuti aturan BKI (Biro Klasifikasi Indonesia) dan ASME (*American Society of Mechanical Engineer*). BKI memiliki tanggung jawab untuk memberikan klasifikasi dan sertifikasi pada kapal. Tidak hanya pada aspek konstruksi dan keselamatan saja, tetapi juga seluruh aspek yang tercakup pada kapal. Sedangkan ASME memiliki tanggung jawab memberikan pedoman standar perancangan sistem perpipaan, salah satunya sistem perpipaan *thermal oil heater* yang menggunakan pipa *heating coil*. Dalam menentukan pipa *heating coil* banyak sekali langkah yang harus ditempuh untuk mendapatkan spesifikasi yang sesuai. Salah satunya adalah merujuk pada aturan BKI *part 1, volume III, section 11, table 11.1*.

Medium/type of pipeline	Design pressure PR [bar] Design temperature t [°C]		
	I	II	III
Pipe Class			
Thermal oil	PR > 16 or t > 300	PR ≤ 16 and t ≤ 300	PR ≤ 7 and t ≤ 150
Air, gas Non-flammable hydraulic fluid Boiler feed water, condensate Seawater and freshwater for cooling Brine in refrigerating plant	PR > 40 or t > 300	PR ≤ 40 and t ≤ 300	PR ≤ 16 and t ≤ 200
Liquid fuels, lubricating oil, flammable hydraulic fluid	PR > 16 or t > 150	PR ≤ 16 and t ≤ 150	PR ≤ 7 and t ≤ 60
Cargo pipelines for oil tankers	-	-	All
Cargo and venting lines for gas and chemical tankers	All	-	-
Refrigerants	-	All	-
Open-ended pipelines (without shutoff), e.g. drains, venting pipes, overflow lines and boiler blow down lines	-	-	All

¹⁾ Classification in Pipe Class II is possible if special safety arrangements are available and structural safety precautions are arranged

Gambar 2.16. Klasifikasi Pipa Berdasarkan Kelas Pipa
Sumber: Biro Klasifikasi Indonesia

Dari tabel tersebut, dapat diklasifikasikan suatu pipa akan tergolong pada kelas I, II, atau III. Kelas pipa ini dikategorikan berdasarkan temperatur dan tekanan saat pipa dioperasikan. Selain itu, BKI juga mengatur *nominal diameter* dari pipa pada setiap kelas. *Nominal diameter* ini akan menjadi dasar dalam menentukan dimensi pipa yang didapat dari standar ASME.

Type of Component	Approved materials	Design temperature	Pipe class	Nominal diameter DN	Type of Certificate ¹⁾		
					A	B	C
Pipes ²⁾ , Pipe elbows, Fittings	Steel, Copper, Copper alloys, Aluminium Aluminium alloys Plastics	-	I + II	> 50 ≤ 50	X	-	-
			III	All	-	-	X
Valves ²⁾ , Flanges,	Steel, Cast steel, Nodular cast iron	> 500 °C	I, II	DN > 100 DN ≤ 100	X	-	-
	Copper, Copper alloys	> 225 °C			-	X	-
	Steel, Cast steel, Nodular cast iron	≤ 300 °C	I, II	PB × DN > 2500 or DN > 250 PB × DN ≤ 2500 or DN ≤ 250	X	-	-
					-	X	-
	Steel, Cast steel, Nodular cast iron, Grey cast iron	-	III	All	-	-	X
	Copper, Copper alloys	≤ 225 °C	I, II	PB × DN > 1500	X	-	-
	Aluminium, Aluminium alloys	≤ 200 °C		PB × DN ≤ 1500	-	X	-
Plastics	Acc. to Type Approval Certificate		III	All	-	-	X
Semi-finished products, Screws and other compo- nent	According to Table 11.2	-	I, II	-	-	X	-
			III	-	-	-	X

¹⁾ Casings of valves and pipes fitted on ship's side and bottom and bodies of valves fitted on collision bulkhead are to be included in pipe class II

²⁾ Test Certificates acc. to BKI Rules for Materials – Volume V, Section 1-3, with the following abbreviations:
A: BKI Material Certificate, B: Manufacturer Inspection Certificate, C: Manufacturer Test Report

Gambar 2.17. *Nominal Diameter* Berdasarkan Material dan Kelas Pipa
Sumber: Biro Klasifikasi Indonesia

2.6.3. Panjang Kebutuhan Pipa *Heating Coil*

Thermal oil heater bekerja dengan memanfaatkan proses perpindahan panas konveksi dan konduksi dimana panas mengalir dari minyak panas yang bersirkulasi dalam pipa *heating coil* menuju MFO dalam ruang muat yang bertemperatur lebih rendah. Semakin panjang pipa *heating coil* maka kebutuhan panas ruang muat akan semakin cepat terpenuhi karena semakin besar permukaan pipa panas yang kontak langsung dengan MFO. Agar kebutuhan panas dapat terpenuhi sesuai dengan waktu yang telah direncanakan dan pipa tidak terlalu panjang sehingga lebih efisien, maka dibutuhkan perhitungan untuk mendapatkan panjang pipa menggunakan persamaan (17) sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_1 \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_i \cdot L} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_o \cdot L}} \\ &= \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_1 \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{h_2 \cdot \pi \cdot D_o}} \times L \\ L &= \frac{Q \left(\frac{1}{h_1 \pi D_i} + \frac{Rf_{oil}}{\pi D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k} + \frac{Rf_{MFO}}{\pi D_o} + \frac{1}{h_2 \pi D_o} \right)}{T_i - T_o} \dots (26) \end{aligned}$$

Keterangan:

\dot{Q} = Laju perpindahan panas (W)

L = Panjang pipa (m)

k = Konduktivitas termal (W/mK)

T_i = Temperatur dalam (K)

T_o = Temperatur luar (K)

h_1 = Koefisien perpindahan panas konveksi dalam pipa (W/m²K)

h_2 = Koefisien perpindahan panas konveksi luar pipa (W/m²K)

r_i = Jari-jari dalam (m)

r_o = Jari-jari luar (m)

D_i = Diameter dalam (m)

D_o = Diameter luar (m)

Rf_{oil} = *Fouling factor* mineral oil (m²K/W)

Rf_{MFO} = *Fouling factor* mineral oil (m²K/W)

Pada persamaan laju perpindahan panas diatas terdapat penambahan variabel yaitu *fouling factor* (Rf) yang juga mempengaruhi panjang pipa kebutuhan. *Fouling factor* merupakan ukuran tahanan termal sebagai akibat dari proses pengotoran pada pipa. Performa *heater* akan selalu turun seiring dengan penggunaannya secara terus menerus sebagai akibat dari akumulasi pengotoran berupa pengendapan pada permukaan pipa *heating coil*. Pengendapan ini akan memberikan tahanan termal tambahan pada perpindahan panas yang terjadi, sehingga menyebabkan laju perpindahan panas pada pipa *heating coil* akan menurun.

2.7. Jarak Antar Penyangga

Penyangga (*support*) merupakan komponen pada sistem perpipaan yang berfungsi untuk menopang berbagai macam bentuk pembebanan baik statis maupun dinamis. Jarak antar penyangga perlu diatur agar pipa aman saat dioperasikan, tetapi juga perlu dibatasi agar tidak terlalu rapat yang akan berdampak pada sisi ekonomisnya. Jarak penyangga maksimum yang diijinkan untuk sistem perpipaan horizontal dibatasi oleh tiga faktor utama yaitu tegangan lentur, defleksi vertikal, dan frekuensi alami (Kannappan, 1986). Dengan menghubungkan frekuensi alami dan batasan defleksi, jarak penyangga maksimum yang diijinkan dapat dihitung dengan dua cara berdasarkan batasan tegangan lentur dan berdasarkan batasan defleksi, dipilih yang paling pendek.

➤ Berdasar Batasan Tegangan Lentur

$$L = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S_h}{W}} \dots \dots \dots (27)$$

➤ Berdasar Batasan Defleksi

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{13.5 \times W}} \dots \dots \dots (28)$$

Keterangan:

- L = Jarak antar penyangga (m)
- Z = *Modulus section* (m³)
- S_h = *Hot allowable stress* (Pa)
- Δ = *Allowable deflection* (m)
- E = *Modulus elasticity* (Pa)
- I = *Inetia moment* (m⁴)
- W = Berat pipa + berat fluida (kg/m)

2.8. Tegangan Sistem Perpipaan

Tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan disebabkan oleh gaya yang terjadi dari dalam maupun luar suatu pipa. Gaya tersebut dipengaruhi oleh fluida yang mengalir di dalam pipa, berat pipa itu sendiri maupun oleh kondisi lingkungan sekitar yang dapat memberikan pembebanan pada pipa. Pada pipa juga terdapat tegangan batas yang ditentukan oleh jenis material, dan metode produksi, dan temperaturnya. Tegangan batas ini telah diatur pada standar perpipaan seperti ASME, ANSI, dan lain sebagainya. Tegangan yang terjadi dalam sistem perpipaan dapat dikelompokkan ke dalam dua kategori, yaitu tegangan normal (*normal stress*) dan tegangan geser (*shear stress*) (Sipayung, 2015). Macam-macam jenis tegangan tersebut akan dijelaskan lebih lengkap sebagai berikut.

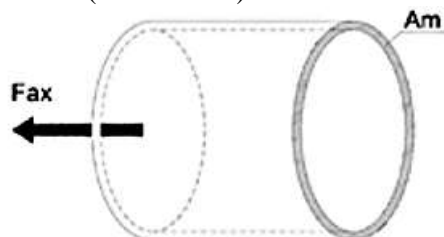
2.8.1. Tegangan Normal

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*).

A. Tegangan Longitudinal (*Longitudinal Stress*)

Tegangan longitudinal (S_L) adalah tegangan yang arahnya sejajar dengan sumbu membujur pipa. Tegangan longitudinal merupakan jumlah dari tegangan aksial (*axial stress*) dan tegangan tekuk (*bending stress*). Berikut penjabaran dari kedua tegangan tersebut.

- Tegangan Aksial (*Axial Stress*)



Gambar 2.18. Skema Tegangan Aksial
Sumber: Sipayung, 2015

Tegangan yang ditimbulkan oleh gaya aksial atau gaya tekan yang bekerja searah dengan sumbu pipa seperti terlihat pada gambar di atas. Nilai tegangan ini dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$S_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m} = \frac{P \times A_i}{A_m} \dots \dots \dots (29)$$

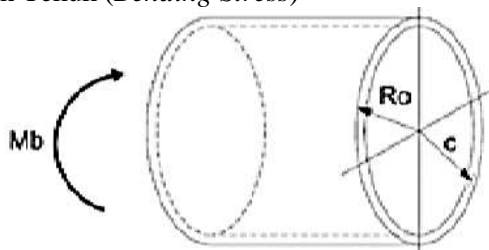
Dimana:

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \dots \dots \dots (30)$$

Keterangan:

- S_{ax} = Tegangan aksial (Pa)
- F_{ax} = Gaya aksial (N)
- P = Tekanan dalam pipa (Pa)
- A_i = Luas penampang dalam pipa (m^2)
- A_m = Luas penampang pipa (m^2)
- D_o = Diameter luar pipa (m)
- D_i = Diameter dalam pipa (m)

- Tegangan Tekuk (*Bending Stress*)



Gambar 2.19. Skema Tegangan Tekuk
Sumber: Sipayung, 2015

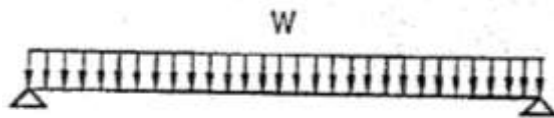
Tegangan yang ditimbulkan oleh berat pipa dan fluida yang menyebabkan pipa mengalami tekukan. Tegangan tekuk maksimum terdapat pada permukaan pipa dan nol pada sumbu pipa, karena tegangan tersebut merupakan fungsi jarak dari sumbu ke permukaan pipa. Nilai tegangan ini dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$S_b = \frac{M_b \times C}{I} \dots\dots\dots (31)$$

Tegangan ini terjadi paling besar jika $C = r_o$ yaitu:

$$S_b = \frac{M_b \times r_o}{I} = \frac{M_b}{Z} \dots\dots\dots (32)$$

Besarnya momen bending (M_b) tergantung pada jenis penyangga yang dipasang pada pipa. Jika pipa menggunakan penyangga gantung (*pinned support*) dimana rotasi bebas sepenuhnya seperti pada gambar berikut.

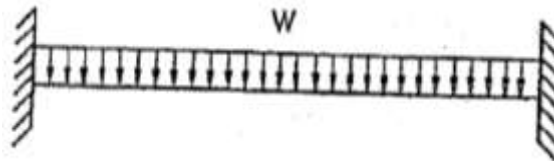


Gambar 2.20. *Pinned Support*
Sumber: Sipayung, 2015

Dengan momen maksimum terjadi berada di tengah-tengah rentang penyangga dapat dicari dengan persamaan berikut

$$M_b = \frac{W \times g \times L^2}{8} \dots\dots\dots (33)$$

Sedangkan jika menggunakan penyangga jepit (*fixed support*) dimana rotasi sepenuhnya ditahan seperti pada gambar berikut.



Gambar 2.21. *Fixed Support*
Sumber: Sipayung, 2015

Dengan momen maksimum terjadi tepat ditumpuan penyangga dapat dicari dengan persamaan berikut.

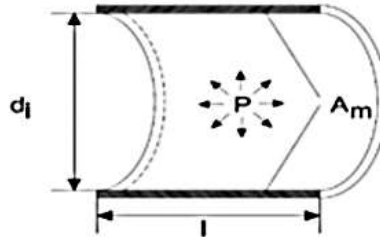
$$M_b = \frac{W \times g \times L^2}{12} \dots\dots\dots (34)$$

Keterangan:

- S_b = Tegangan tekuk (Pa)
- M_b = Momen tekuk (Nm)
- C = Jarak dari sumbu netral ke titik yang diamati (m)
- I = Momen inersia dari penampang pipa (m^4)
- r_o = Jari-jari luar pipa (m)

- Z = Modulus permukaan (m^3)
- W = Berat pipa + berat fluida (kg/m)
- g = Percepatan gravitasi (m/s^2)
- L = Jarak antar penyangga (m)

B. Tegangan Tangensial (*Tangensial Stress*)



Gambar 2.22. Skema Tegangan Tangensial
Sumber: Sipayung, 2015

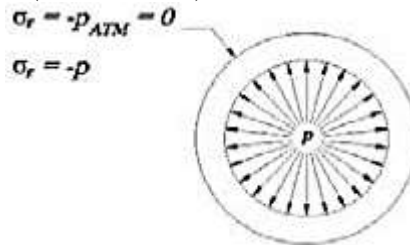
Tegangan yang biasa disebut *hoop stress* ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa yang arahnya membelah pipa menjadi dua. Tegangan ini sangat berbahaya untuk daerah las-lasan sehingga harus diperhitungkan dengan benar agar tidak terjadi *overstress* yang membahayakan. Nilai tegangan ini dapat dirumuskan dengan pendekatan sebagai berikut.

$$S_H = \frac{P \times d_o}{2t} \dots\dots\dots (35)$$

Keterangan:

- S_H = *Tangensial* atau *hoop stress* (Pa)
- t = Ketebalan dinding pipa (m)

C. Tegangan Radial (*Radial Stress*)



Gambar 2.23. Skema Tegangan Radial
Sumber: Sipayung, 2015

Tegangan ini arahnya tegak lurus dengan sumbu poros pipa, dan tegangan ini berupa tegangan kompresi (negatif) jika ditekan dari dalam pipa akibat tekanan dalam, dan berupa tegangan tarik (positif) jika di dalam pipa terjadi tekanan hampa. Ketika pipa itu dialiri fluida di dalamnya, pipa menjadi bertekanan. Tekanan itu akan menyebar ke segala arah. Nilai tegangan radial terbesar terjadi pada dinding dalam pipa, sedangkan nilai tegangan radial terkecil terjadi

pada dinding luar pipa. Nilai tegangan ini dapat dirumuskan dengan pendekatan sebagai berikut.

$$S_R = \frac{P(r_i^2 + \frac{r_i^2 \times r_o^2}{r^2})}{(r_o^2 - r_i^2)} \dots\dots\dots (36)$$

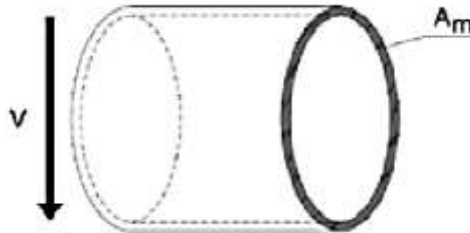
Keterangan:

- S_R = Radial stress (Pa)
- r_i = Jari-jari dalam pipa (m)
- r = Jarak pusat ke titik yang sedang diperhatikan (m)

2.8.2. Tegangan Geser

Tegangan geser terjadi akibat 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, yaitu tegangan geser akibat gaya geser (*shear stress*) dan tegangan geser akibat momen puntir (*torsional stress*).

A. Tegangan Geser akibat Gaya Geser (*Shear Stress*)



Gambar 2.24. Skema Tegangan Geser
Sumber: Sipayung, 2015

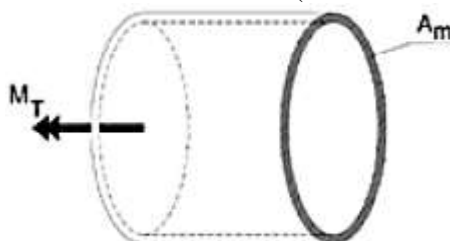
Tegangan geser akibat gaya geser memiliki arah memotong pipa, jadi tegak lurus dengan *axial stress* sehingga bersifat membelah pipa. Tegangan ini mempunyai nilai minimum di sumbu netral (sumbu simetris pipa) dan bernilai nol pada titik dimana tegangan lendutan maksimum yaitu pada permukaan luar dinding pipa. Karena hal ini dan juga karena besarnya tegangan ini biasanya sangat kecil, maka tegangan ini dapat diabaikan. Tegangan geser akibat gaya geser (*shear stress*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$S_s = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (37)$$

Keterangan:

- S_s = Tegangan geser (Pa)
- F = Gaya geser (N)
- A = Luas penampang pipa (m²)

B. Tegangan Geser akibat Momen Puntir (*Torsional Stress*)



Gambar 2.25. Skema Tegangan Momen Puntir
Sumber: Sipayung, 2015

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. 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*). Tegangan geser akibat momen puntir dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$S_T = \frac{M_t}{2Z} \dots\dots\dots (38)$$

Keterangan:

S_T = Tegangan torsional (Pa)

M_t = Momen puntir (Nm)

2.9. Beban Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan pada pengoperasiannya akan mendapatkan beban yang cukup banyak dan kompleks. Salah satu bagian yang paling berpengaruh dalam terjadinya *stress* yang dialami pipa adalah beban atau *load* dari sistem pipa itu sendiri. Beban-beban yang diterima pipa bersumber dari berat pipa, berat fluida, tekanan dalam, temperatur, berat *fitting*, berat insulasi, tekanan luar, angin, gempa dan lain sebagainya. Beban yang diterima akan ditahan oleh pipa sesuai kemampuan pipa tergantung jenis materialnya (Azmi, 2018).

Beban pipa dapat dikategorikan menjadi dua macam yaitu beban statik atau beban yang diam namun beban ini terus menerus ada. Beban statik terdiri dari tekanan, temperatur, dan berat pipa. Yang kedua yaitu beban dinamik atau beban yang menyebabkan pipa bergerak atau bergetar. Umumnya getaran itu disebabkan oleh komponen yang terhubung dengan sistem penggerak seperti motor, turbin, pompa dan lain lain. Pada beban dinamik bisa di kelompokkan kedalam tiga jenis yaitu *random* (acak), *periodic* (berulang) dan *impulse* (kejut). Penggabungan dari beban-beban di atas kemudian menjadi *load case* untuk melakukan analisa pada sistem perpipaan (Chamsudi, 2005). *Load case* yang sering digunakan yaitu sebagai berikut.

2.9.1. Beban Tetap (*Sustained Load*)

Beban tetap (*sustained load*) adalah beban yang bekerja secara terus-menerus pada pipa. Faktor yang mempengaruhi beban tetap adalah tekanan desain (P) yaitu tekanan maksimum yang mungkin terjadi pada kondisi operasional dan berat operasi (W) yaitu berat pipa, berat fluida, berat insulasi, dan berat komponen lain yang ada pada pipa tersebut. Tegangan yang terjadi pada beban tetap merupakan jumlah dari seluruh tegangan logitudinal (S_L) akibat gaya aksial dan momen bending. Berikut adalah persamaan tegangan yang terjadi pada beban tetap.

$$S_L = S_{ax} + S_b \dots\dots\dots (39)$$

Keterangan:

- S_L = Tegangan longitudinal (N/mm²)
- S_{ax} = Tegangan longitudinal akibat gaya aksial (N/mm²)
- S_b = Tegangan longitudinal akibat momen bending (N/mm²)

Nilai tegangan longitudinal harus memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$S_L \leq S_h \dots\dots\dots (40)$$

Dimana S_h merupakan nilai *hot allowable stress* untuk tegangan longitudinal berdasarkan ASME B31.3.

2.9.2. Beban Ekspansi (*Expansion Load*)

Beban ekspansi (*expansion load*) adalah beban yang terjadi akibat adanya pertambahan panjang pada pipa. Beban ekspansi diartikan sebagai beban yang ditimbulkan akibat ditahannya pemuaian suatu pipa akibat kenaikan temperatur fluida yang mengalir didalamnya. Apabila pemuaiannya itu ditahan, maka ia akan menimbulkan tegangan yang sangat tinggi, oleh karenanya diperlukan mengendalikan perubahan panjang pipa yang biasanya menggunakan *expansion loop*. Beban ekspansi dapat dibagi menjadi:

- Beban ekspansi akibat pembatasan gerak oleh tumpuan saat pipa mengalami ekspansi.
- Beban ekspansi akibat perbedaan temperatur yang besar dan sangat cepat dalam dinding pipa sehingga mampu menimbulkan tegangan.
- Beban ekspansi akibat perbedaan koefisien ekspansi pipa yang tersusun dari dua atau lebih material logam yang berbeda.

Berikut adalah persamaan tegangan yang terjadi pada beban ekspansi.

$$S_E = \sqrt{4S_T^2 + S_B^2} \dots\dots\dots (41)$$

Keterangan:

- S_E = Tegangan ekspansi (N/mm²)
- S_T = Tegangan torsional (N/mm²)
- S_B = Resultan tegangan tekuk (N/mm²)

Nilai tegangan ekspansi harus memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$S_A = f(1.25(S_C + S_h) - S_L) \dots\dots\dots (42)$$

$$S_E \leq S_A \dots\dots\dots (43)$$

Dimana S_A merupakan nilai *allowable stress* untuk *thermal expansion stress*, S_C merupakan *cold allowable stress* pada temperatur lingkungan,

dan S_h merupakan *hot allowable stress* pada temperatur operasional berdasarkan ASME B31.3.

2.9.3. Beban Berkala (*Occasional Load*)

Beban berkala (*occasional load*) adalah beban yang terjadi dalam waktu yang singkat dan jarang terjadi. Misalnya akibat angin, gempa bumi, benda yang terjatuh, dan lain sebagainya. Karena beban ini hanya bekerja sebentar, beban ini tidak akan mengakibatkan kegagalan pada sistem perpipaan, sehingga tegangan yang terjadi diperbolehkan melebihi tegangan akibat beban tetap (*sustained load*). Berikut adalah persamaan tegangan yang terjadi pada beban berkala.

$$S_o = S_L + S_{OF} \dots \dots \dots (44)$$

Nilai tegangan pada beban berkala harus memenuhi persamaan sebagai berikut.

$$S_o < 1.33S_h \dots \dots \dots (45)$$

Dimana S_o merupakan nilai tegangan pada beban berkala, S_{of} merupakan nilai tegangan yang diakibatkan angin, gempa bumi, benda yang terjatuh, dan S_h merupakan nilai *hot allowable stress* untuk tegangan longitudinal berdasarkan ASME B31.3.

2.9.4. Beban Operasi (*Operation Load*)

Beban operasi adalah beban yang diterima oleh pipa selama pipa dioperasikan. Beban ini tidak memiliki *allowable stress* karena tidak diatur oleh standar, fungsinya untuk mengetahui besar tegangan apabila beberapa beban di kombinasikan.

2.10. Pengenalan *Software* Caesar II

Caesar II adalah sebuah *software Computer Aided Engineering* (CAE) yang digunakan untuk *mechanical design and 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. Caesar II memiliki banyak pilihan dan kemampuan dibandingkan *software* sejenisnya. Pengguna Caesar II dapat mendesain program yang benar-benar sesuai dengan kebutuhan dalam menganalisa tegangan pada pipa. Caesar II memiliki kemampuan analisa statik dan dinamis berdasarkan standar internasional yang berlaku.

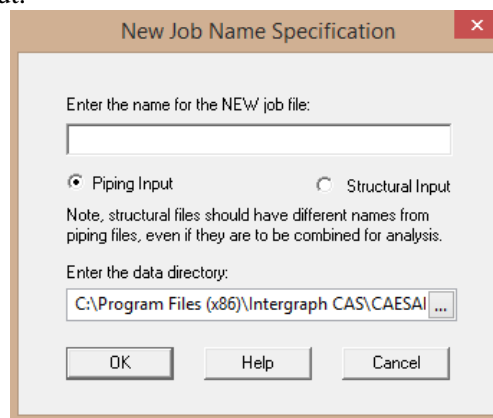


Gambar 2.26. *Software* Caesar II
Sumber: www.coade.com

Cara pengoperasian *software* ini yaitu diawali dengan melakukan *input* data spesifikasi pipa yang akan dianalisa sekaligus spesifikasi fluida yang bekerja di dalamnya. Kemudian dilanjutkan dengan membentuk sebuah model dari sistem perpipaan berdasarkan kondisi sebenarnya. Selanjutnya Caesar II akan mengolah data dan melakukan perhitungan untuk kemudian menampilkan hasil perhitungan dalam bentuk *displacement*, gaya-gaya yang bekerja pada tumpuan dan *stress* pada seluruh bagian sistem perpipaan tersebut. Dengan menggunakan hasil perhitungan tersebut, Caesar II kemudian membandingkannya dengan batas-batas nilai yang diijinkan sesuai dengan standar internasional yang sudah diakui.

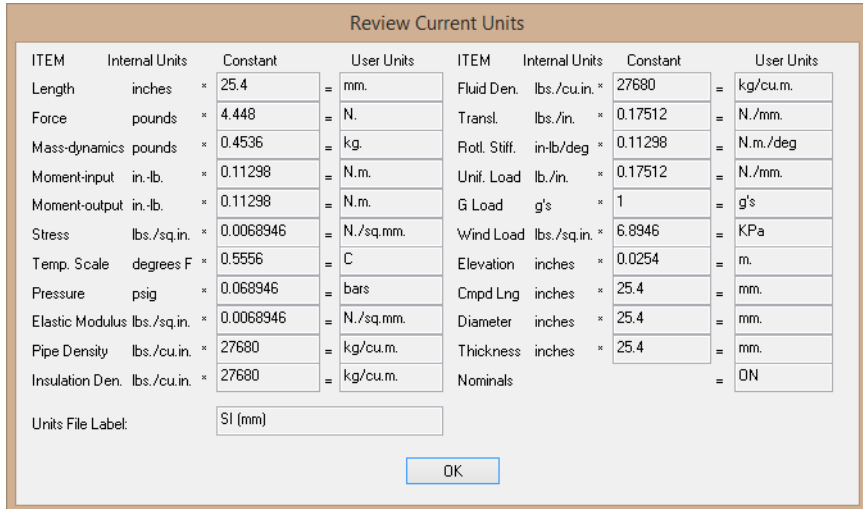
2.11. Prosedur Simulasi Menggunakan *Software* Caesar II

Penggunaan *software* ini dimulai dengan membuka *software* Caesar II 2016 lalu pilih "Piping Input" dan mengatur folder penyimpanan data seperti pada gambar berikut.



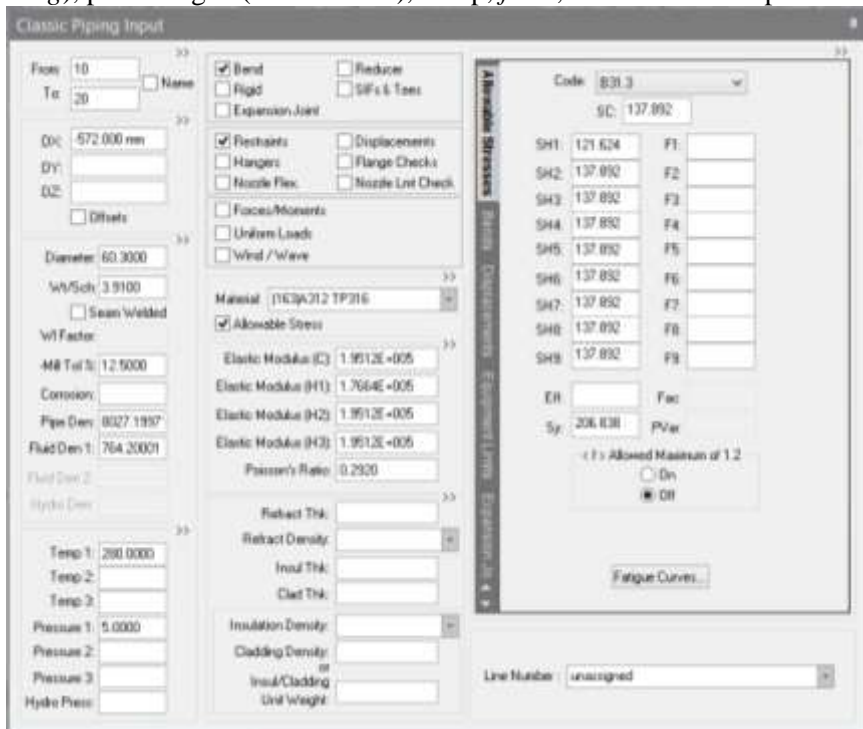
Gambar 2.27. Tampilan Awal Caesar II

Setelah itu Caesar II akan menampilkan kotak berupa data satuan yang digunakan dalam permodelan yang ditunjukkan pada gambar berikut.



Gambar 2.28. Data Satuan Permodelan

Setelah mengatur satuan yang akan digunakan, langkah berikutnya yaitu memasukkan spesifikasi sistem perpipaan sesuai dengan data yang telah didapatkan seperti material pipa yang digunakan, diameter, *schedule*, tebal isolasi, nilai korosi, densitas fluida, densitas pipa, densitas isolasi, tekanan dan temperatur yang beroperasi pada sistem perpipaan. Pada *toolbar* juga dapat dipilih berbagai macam tipe komponen untuk dibuat pemodelannya seperti pipa lurus, belokan (*bending*), percabangan (*SIFs & Tees*), katup, *flens*, *reducer* dan tumpuan.



Gambar 2.29. Piping Input Caesar II

Sebelum menjalankan (*running*) pemodelan yang telah dibuat, perlu dilakukan pemeriksaan kesalahan yang membuat model tidak dapat dijalankan. Pemeriksaan ini dilakukan dengan memilih “*Tool/Start Run*” pada *main menu*. Jika terdapat kesalahan pada model yang dibuat akan muncul *error* dan *warning* yang menunjukkan tempat terjadinya kesalahan seperti pada gambar berikut.

Message Type	Message Number	Element/Node Number	Message Text
ERROR	9E	29-30	BEND on element 29 TO 30 is not LONG ENOUGH to contain the bend curvature.
ERROR	13E	100-110	Element 110 TO 120 following the BEND ELEMENT 100 TO 110 is not LONG ENOUGH to contain the downstream length of the bend curvature.
ERROR	13E	640-650	Element 650 TO 660 following the BEND ELEMENT 640 TO 650 is not LONG ENOUGH to contain the downstream length of the bend curvature.
ERROR	13E	1009-1010	Element 1010 TO 1020 following the BEND ELEMENT 1000 TO 1010 is not LONG ENOUGH to contain the downstream length of the bend curvature.
WARNING	21E	1296-1300	The node 1300 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.

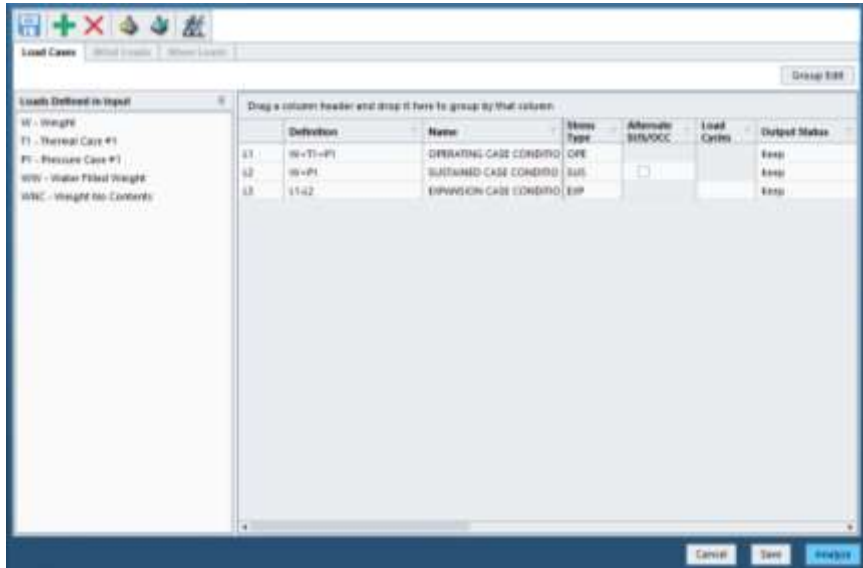
Gambar 2.30. Error dan Warning Permodelan

Jika pemodelan sudah benar maka akan muncul catatan yang menunjukkan bahwa tidak ada kesalahan pada model seperti yang ditunjukkan gambar berikut.

Message Type	Message Number	Element/Node Number	Message Text																																				
NOTE			<p style="text-align: center;">CENTER OF GRAVITY REPORT</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Total Wght</th> <th>X cg</th> <th>Y cg</th> <th>Z cg</th> </tr> <tr> <th>K</th> <th>mm</th> <th>mm</th> <th>mm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Pipe</td> <td>12160.7</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Insulation</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Redractory</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Fluid</td> <td>7020.7</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rdcty</td> <td>12160.7</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Fluid</td> <td>13181.4</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rdcty+Flid</td> <td>13181.4</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> </tr> </tbody> </table>	Total Wght	X cg	Y cg	Z cg	K	mm	mm	mm	Pipe	12160.7	-2534.5	0.0	Insulation	0.0	0.0	0.0	Redractory	0.0	0.0	0.0	Fluid	7020.7	-2534.5	0.0	Pipe+Ins+Rdcty	12160.7	-2534.5	0.0	Pipe+Fluid	13181.4	-2534.5	0.0	Pipe+Ins+Rdcty+Flid	13181.4	-2534.5	0.0
Total Wght	X cg	Y cg	Z cg																																				
K	mm	mm	mm																																				
Pipe	12160.7	-2534.5	0.0																																				
Insulation	0.0	0.0	0.0																																				
Redractory	0.0	0.0	0.0																																				
Fluid	7020.7	-2534.5	0.0																																				
Pipe+Ins+Rdcty	12160.7	-2534.5	0.0																																				
Pipe+Fluid	13181.4	-2534.5	0.0																																				
Pipe+Ins+Rdcty+Flid	13181.4	-2534.5	0.0																																				

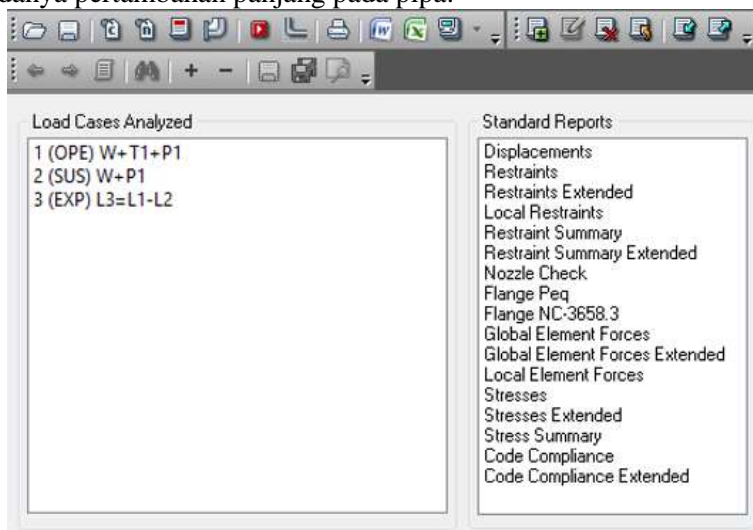
Gambar 2.31. Note Permodelan

Selanjutnya dapat dilakukan pemilihan jenis beban (*load case*) statik yang akan dianalisa dengan memilih “*Edit Static Load Case*”. Bagian ini menunjukkan pilihan variabel seperti *Weight* (W), *Thermal* (T) dan *Pressure* (P) yang mempengaruhi besarnya beban statik pada sistem perpipaan yang telah dimodelkan.



Gambar 2.32. Pemilihan Jenis Beban

Setelah dilakukan pemilihan jenis beban, maka dapat dilakukan analisa statik dengan memilih “*Batch Run*”. Dalam analisa statik dapat dipilih jenis beban yang mempengaruhi antara lain beban operasional, beban tetap, dan beban ekspansi. Hasil analisa dapat ditampilkan dengan memilih “*View Report*” pada *main menu*. Hasil analisa ini ditampilkan dalam bentuk laporan mengenai daerah-daerah kritis pada sistem perpipaan, sehingga perancang dapat melakukan modifikasi untuk mencegah terjadinya kegagalan. Pada penelitian ini hanya akan dilakukan analisa tegangan yang dipengaruhi oleh beban tetap (*sustained load*) yaitu beban yang akan selalu ada karena pipa memiliki berat dan menyalurkan fluida bertekanan serta beban ekspansi (*expansion load*) yaitu beban yang terjadi akibat adanya pertambahan panjang pada pipa.



Gambar 2.33. Load Case dan Report Permodelan

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Kerangka Konsep



Gambar 3.1 Kerangka Konsep Penelitian

3.2. Metodologi Penelitian

3.2.1. Identifikasi dan Perumusan Masalah

Penulisan tugas akhir ini dimulai dengan mengidentifikasi dan merumuskan masalah mengenai pengerjaan yang akan diselesaikan beserta batasan masalahnya. Batasan masalah diperlukan agar penelitian yang dilakukan tidak melebar dan lebih terfokus untuk menyelesaikan satu masalah yang telah direncanakan. Perumusan masalah dapat dicari dengan melakukan observasi keadaan sekitar, ataupun mengaitkan kondisi terkini dengan kondisi yang akan datang.

3.2.2. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mempelajari teori-teori yang dapat menunjang permasalahan yang ada. Studi literatur didapatkan dari beberapa sumber berupa buku, *paper*, jurnal, tugas akhir tahun sebelumnya, artikel, dan internet. Secara umum, studi literatur untuk menunjang penelitian ini mengacu pada pembahasan tentang analisa tegangan pipa. Sedangkan untuk tempat pencarian dan pembacaan dari sumber tersebut dilakukan di perpustakaan pusat ITS, ruang baca FTK, laboratorium MMS, dan galangan kapal di Surabaya.

3.2.3. Pengumpulan Data

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data yang diperlukan sebagai bahan untuk mendukung hipotesa dari penelitian. Adapun data awal yang dibutuhkan pada studi kasus ini antara lain:

- *General arrangement* kapal
- Data tangki ruang muat
- Data muatan
- Data air laut dan udara di daerah pelayaran kapal

3.2.4. Perhitungan Kebutuhan Pemanas

Pada tahap ini dilakukan perhitungan kebutuhan pemanas dengan menghitung daya yang dibutuhkan untuk memanaskan fluida dan juga menghitung perpindahan panas akibat perbedaan temperatur dengan lingkungan sekitar. Perpindahan panas yang di perhitungkan dalam penelitian ini yaitu konduksi dan konveksi. Sedangkan untuk perpindahan panas radiasi tidak dilakukan perhitungan secara mendalam.

3.2.5. Desain Pipa *Heating Coil*

Pada tahap ini dilakukan perhitungan dan perancangan pipa *heating coil* pada ruang muat kapal. Perhitungan dan perancangan mengacu pada BKI sehingga didapatkan spesifikasi *thermal oil heater*, minyak pemanas, serta dimensi pipa yang sesuai. Setelah itu dilakukan perhitungan untuk menentukan jarak dan jumlah penyangga pipa sehingga sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

3.2.6. Perhitungan Tegangan Pipa

Pada tahap ini dilakukan perhitungan tegangan pipa secara manual dengan rumus yang telah dijabarkan dalam bab tinjauan pustaka. Tegangan yang dihitung yaitu tegangan pada beban tetap (*sustained load*) dan beban ekspansi (*expansion load*). Karena pipa yang akan dianalisa merupakan *process piping system* maka analisa perhitungan menggunakan standar ASME B31.3. Hasil perhitungan akan dibandingkan dengan nilai tegangan ijin maksimal sesuai dengan standar ASME B31.3. Dari sana akan diketahui sistem perpipaan mengalami *overstress* atau aman digunakan.

3.2.7. Permodelan Sistem Perpipaan

Pada tahap ini dilakukan permodelan sistem perpipaan dengan menggunakan *software* Caesar II. Permodelan dilakukan dengan memasukkan data yang telah didapat ke dalam *piping input* pada *software* Caesar II. Selanjutnya dilakukan penggambaran 3D sistem perpipaan yang disesuaikan dengan desain pipa yang telah dibuat. Dalam pengoperasiannya, terdapat berbagai macam jenis beban yang terjadi pada sistem perpipaan. Tetapi pada penelitian ini hanya menganalisa tegangan pada beban tetap (*sustained load*) dan beban ekspansi (*expansion load*).

3.2.8. Simulasi (*Running Model*)

Pada tahap ini sistem perpipaan yang telah didesain dengan *software* Caesar II akan disimulasikan menggunakan *software* yang sama untuk mengetahui besarnya tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan yang sedang dianalisa. *Software* ini juga akan otomatis menentukan tegangan ijin maksimal pipa sesuai dengan standar yang dipakai, dalam penelitian ini memakai ASME B31.3. Hasil simulasi ini akan menunjukkan ada atau tidaknya *overstress* beserta letaknya di sepanjang pipa.

3.2.9. Validasi

Validasi dilakukan dengan cara membandingkan perhitungan manual dan hasil simulasi. Validasi dilakukan untuk mengetahui besarnya perbedaan (*error*) antara perhitungan manual dan simulasi *software*. Jika besarnya *error* melebihi batas normal, maka pekerjaan dianggap tidak valid dan harus dilakukan pengecekan ulang terhadap permodelan *software*. Jika *error* yang dihasilkan kecil, maka pekerjaan dianggap valid dan dapat diteruskan ke tahap selanjutnya.

3.2.10. Variasi Pembebanan

Pada tahap ini dilakukan variasi pembebanan dengan mengubah data yang sebelumnya dimasukkan pada *piping input*. Hal ini dilakukan untuk mengetahui faktor-faktor yang dapat mempengaruhi besarnya tegangan pipa yang telah didesain. Adapun data yang divariasikan antara lain tekanan dan temperatur operasional. Dengan begitu akan diketahui batas tekanan dan temperatur agar pipa tetap aman saat digunakan.

3.2.11. Analisa dan Pembahasan

Pada tahap ini dilakukan analisa dan pembahasan terhadap penelitian yang telah jalankan. Analisa dan pembahasan ini bertujuan untuk mengetahui ada atau tidaknya *overstress* pada pipa yang telah didesain dalam kondisi operasional. Selain itu juga akan diketahui seberapa besar pengaruh dari kenaikan tekanan dan temperatur terhadap terjadinya *overstress* pada pipa.

3.2.12. Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan yang diharapkan pada tugas akhir ini adalah mampu menjawab permasalahan yang menjadi tujuan penelitian, yaitu menjamin bahwa sistem perpipaan yang dianalisa dapat beroperasi secara aman tanpa mengalami kegagalan. Saran ditulis berdasarkan data hasil pembahasan serta fakta yang ada. Saran ini diberikan untuk perbaikan penelitian pada bidang yang sama agar menjadi lebih baik.

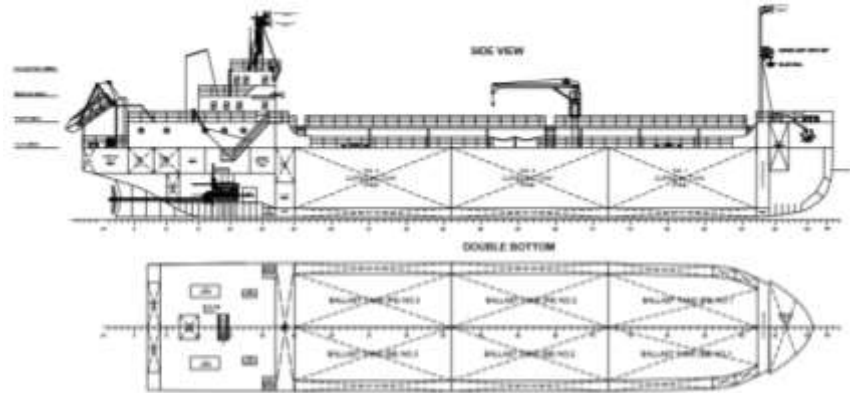
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Awal

4.1.1. Data Kapal

Pada penelitian ini penulis akan mendesain pipa *heating coil* yang terletak pada ruang muat kapal *self propelled oil barge* (SPOB) yang direncanakan mengangkut muatan berupa *marine fuel oil* (MFO). Pipa yang telah didesain nantinya akan dilakukan analisa tegangan pipa untuk mengetahui layak atau tidaknya pipa saat dioperasikan. Adapun data ukuran utama kapal SPOB yang digunakan sebagai berikut.

<i>Length overall</i> (Loa)	: 70.31	m
<i>Length between perpendicular</i> (Lpp)	: 67.78	m
<i>Length of waterline</i> (Lwl)	: 69.81	m
<i>Breadth</i> (B)	: 12	m
<i>Draught</i> (T)	: 4.4	m
<i>Depth</i> (H)	: 6.5	m
<i>Block coefficient</i> (Cb)	: 0.814	
<i>Midship coefficient</i> (Cm)	: 0.995	
<i>Prismatic coefficient</i> (Cp)	: 0.818	
<i>Engine Power</i>	: 2 x 368	kW
<i>Service speed</i> (Vs)	: 9	knot
	: 4.63	m/s



Gambar 4.1. *General Arrangement* Kapal SPOB

4.1.2. Data Kapasitas Ruang Muat

Tangki ruang muat berdasarkan rencana umum berjumlah enam buah dengan kapasitas yang berbeda. Hal ini membuat adanya perbedaan kebutuhan daya pemanas pada setiap tangki. Kapasitas ruang muat untuk setiap tangki dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.1. Kapasitas Ruang Muat Setiap Tangki

No	Tank Number	Capacity	
		Mass (kg)	Volume (m ³)
1	Cargo Oil Tank 1 (PS)	361342.63	380.36
2	Cargo Oil Tank 1 (SB)	361342.63	380.36
3	Cargo Oil Tank 2 (PS)	396590.64	417.46
4	Cargo Oil Tank 2 (SB)	396590.64	417.46
5	Cargo Oil Tank 3 (PS)	396590.64	417.46
6	Cargo Oil Tank 3 (SB)	396590.64	417.46
Total		2309047.82	2430.58

4.1.3. Data Marine Fuel Oil (MFO)

Jenis MFO yang dimuat mempengaruhi besarnya kebutuhan pemanas. Penentuan jenis MFO mengacu pada salah satu minyak berat yang diproduksi PT. Pertamina. Berikut spesifikasi MFO yang digunakan dalam perhitungan kebutuhan pemanas.

30 Celcius

Density (ρ)	: 950	kg/m ³
Specific gravity (SG)	: 0.95	
API gravity	: 16.8	
Specific heat (Cp)	: 1800.32	J/kgK
Dinamic viscosity (μ)	: 0.67	kg/ms
Kinematic viscosity (ν)	: 700	cSt
		0.0007 m ² /s
Thermal conductivity (k)	: 0.121	W/mK
Fouling factor (Rf)	: 0.00088	m ² K/W

40 Celcius

Density (ρ)	: 943	kg/m ³
Specific gravity (SG)	: 0.95	
API gravity	: 17.39	
Specific heat (Cp)	: 1863.13	J/kgK
Dinamic viscosity (μ)	: 0.236	kg/ms
Kinematic viscosity (ν)	: 250	cSt
		0.00025 m ² /s
Thermal conductivity (k)	: 0.12	W/mK
Fouling factor (Rf)	: 0.00088	m ² K/W

4.1.4. Data Material Tangki Ruang Muat

Jenis material tangki ruang muat perlu diketahui guna menghitung besarnya kehilangan panas (*heat loss*). Perpindahan panas terjadi karena perbedaan suhu antara MFO dengan fluida diluar lambung kapal yang dibatasi oleh pelat dengan spesifikasi sebagai berikut.

Side plate thickness (x)	: 0.01	m
Bottom plate thickness (x)	: 0.014	m

<i>Density</i> (ρ)	: 7850	kg/m ³
<i>Specific heat</i> (Cp)	: 490	J/kgK
<i>Thermal conductivity</i> (k)	: 43	W/mK

4.1.5. Data Udara Kering

Kapal SPOB pada penelitian ini didesain memiliki lambung ganda (*double hull*) sehingga perpindahan panas juga dipengaruhi oleh ketebalan *double hull* dan udara kering yang ada di dalamnya dengan sifat sebagai berikut.

<i>Double hull thickness</i> (x)	: 1	m
<i>Density</i> (ρ)	: 1.18	kg/m ³
<i>Specific heat</i> (Cp)	: 1004.9	J/kgK
<i>Dinamic viscosity</i> (μ)	: 0.0000185	kg/ms
<i>Kinematic viscosity</i> (ν)	: 0.0000157	m ² /s
<i>Thermal conductivity</i> (k)	: 0.026	W/mK

4.1.6. Data Air Laut

Fluida di luar lambung kapal yang mempengaruhi perpindahan panas ruang muat salah satunya yaitu air laut. Kapal SPOB pada penelitian ini didesain memiliki *double bottom* yang memuat air laut saat kapal beroperasi. Berikut sifat air laut yang digunakan dalam perhitungan.

<i>Double bottom thickness</i> (x)	: 0.82	m
<i>Density</i> (ρ)	: 1022	kg/m ³
<i>Specific heat</i> (Cp)	: 4002.6	J/kgK
<i>Dinamic viscosity</i> (μ)	: 0.000861	kg/ms
<i>Kinematic viscosity</i> (ν)	: 8.42×10^{-7}	m ² /s
<i>Thermal conductivity</i> (k)	: 0.61	W/mK

4.1.7. Data Udara

Udara di luar lambung kapal juga mempengaruhi perpindahan panas ruang muat. Berikut sifat udara yang digunakan dalam perhitungan.

<i>Density</i> (ρ)	: 1.16	kg/m ³
<i>Specific heat</i> (Cp)	: 1006	J/kgK
<i>Dinamic viscosity</i> (μ)	: 0.0000186	kg/ms
<i>Kinematic viscosity</i> (ν)	: 0.000016	m ² /s
<i>Thermal conductivity</i> (k)	: 0.027	W/mK

4.1.8. Data Luasan Bidang Perpindahan Panas

Luasan bidang perpindahan panas didapat dari data rencana umum kapal dimana panas berpindah melalui sisi dan dasar lambung kapal. Sehingga dibawah ini merupakan data luasan pelat pada sisi dan dasar lambung kapal yang didapat dari fitur "hatch" pada autoCad.

Luas Pelat Sisi di Bawah Garis Air

<i>Cargo Oil Tank 1</i> (PS)	: 50.91	m ³
<i>Cargo Oil Tank 1</i> (SB)	: 50.91	m ³

Cargo Oil Tank 2 (PS) : 52.63 m³
 Cargo Oil Tank 2 (SB) : 52.63 m³
 Cargo Oil Tank 3 (PS) : 52.63 m³
 Cargo Oil Tank 3 (SB) : 52.63 m³

Luas Pelat Sisi di Atas Garis Air

Cargo Oil Tank 1 (PS) : 18.2 m³
 Cargo Oil Tank 1 (SB) : 18.2 m³
 Cargo Oil Tank 2 (PS) : 18.82 m³
 Cargo Oil Tank 2 (SB) : 18.82 m³
 Cargo Oil Tank 3 (PS) : 18.82 m³
 Cargo Oil Tank 3 (SB) : 18.82 m³

Luas Pelat Dasar *Double Bottom*

Cargo Oil Tank 1 (PS) : 64.38 m³
 Cargo Oil Tank 1 (SB) : 64.38 m³
 Cargo Oil Tank 2 (PS) : 73.55 m³
 Cargo Oil Tank 2 (SB) : 73.55 m³
 Cargo Oil Tank 3 (PS) : 73.55 m³
 Cargo Oil Tank 3 (SB) : 73.55 m³

4.2. Perhitungan Kebutuhan Pemanas Ruang Muat

4.2.1. Kebutuhan Daya untuk Memanaskan MFO

Temperatur MFO pada ruang muat harus dijaga pada titik tuangnya (*pour point*) agar dapat dilakukan pemompaan. Jenis MFO yang dimuat memiliki *pour point* sebesar 40 °C sedangkan temperatur lingkungan di perairan Indonesia sebesar 30 °C. Waktu yang dibutuhkan untuk memanaskan satu tangki diatur selama 2.5 jam. Berikut kebutuhan kalor pada setiap tangki yang telah dihitung menggunakan persamaan (1).

Tabel 4.2. Kebutuhan Daya untuk Memanaskan MFO

No	Tank Number	Mass (kg)	C _p (J/kgK)	t (s)	Q̇ (W)
1	COT 1 (PS)	361342.63	1800.32	9000	722815
2	COT 1 (SB)	361342.63	1800.32	9000	722815
3	COT 2 (PS)	396590.64	1800.32	9000	793324
4	COT 2 (SB)	396590.64	1800.32	9000	793324
5	COT 3 (PS)	396590.64	1800.32	9000	793324
6	COT 3 (SB)	396590.64	1800.32	9000	793324

4.2.2. Perpindahan Panas Pelat Sisi di Bawah Garis Air

➤ Perpindahan Panas Muatan (Konveksi Bebas)

- Suhu Film

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2}$$

$$= \frac{313.15 + 303.15}{2}$$

$$= 308.15 \text{ K}$$

- Bilangan Grashoff

$$Gr_L = \frac{g \times \beta \times (T_w - T_\infty) \times L_c^3}{\nu^2}$$

$$= \frac{g \times \left(\frac{1}{T_f}\right) \times (T_w - T_\infty) \times L_c^3}{\nu^2}$$

$$= \frac{9.81 \times \left(\frac{1}{308.15}\right) \times (313.15 - 303.15) \times 3.58^3}{0.00025^2}$$

$$= 2.34 \times 10^8$$

- Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

$$= \frac{1863.13 \times 0.236}{0.12}$$

$$= 3660.27$$

- Bilangan Rayleigh

$$Ra_L = Gr_L \times Pr$$

$$= 2.34 \times 10^8 \times 3660.27$$

$$= 8.55 \times 10^{11}$$

- Bilangan Nusselt

$$Nu = 0.1 \times Ra_L^{1/3}$$

$$= 0.1 \times (8.55 \times 10^{11})^{1/3}$$

$$= 949.28$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$h_1 = \frac{k}{L_c} \times Nu$$

$$= \frac{0.12}{3.58} \times 949.28$$

$$= 32.08 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Perpindahan Panas Air Laut (Konveksi Paksa)

- Bilangan Reynold

$$Re_L = \frac{v \times L_c}{\nu}$$

$$= \frac{4.63 \times 43.62}{8.42 \times 10^{-7}}$$

$$= 2.4 \times 10^8$$

- Bilangan Prandtl

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{C_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{4002.6 \times 0.000861}{0.61} \\ &= 5.65 \end{aligned}$$

- Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned} Nu &= 0.037 \times Pr^{1/3} \times Re_L^{0.8} \\ &= 0.037 \times 5.65^{1/3} \times (2.4 \times 10^8)^{0.8} \\ &= 3.33 \times 10^5 \end{aligned}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{k}{L_c} \times Nu \\ &= \frac{0.61}{43.62} \times 3.33 \times 10^5 \\ &= 4655.74 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Overall

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{x_A}{k_A} + \frac{x_B}{k_B} + \frac{x_C}{k_C} + \frac{1}{h_2}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{32.08} + \frac{0.01}{43} + \frac{1}{0.026} + \frac{0.01}{43} + \frac{1}{4655.74}} \\ &= 0.026 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

- Perpindahan Panas Total

Tabel 4.3. Perpindahan Panas Pelat Sisi di Bawah Garis Air

No	Tank Number	A (m ²)	Q _{Loss} (W)
1	COT 1 (PS)	50.91	13.35
2	COT 1 (SB)	50.91	13.35
3	COT 2 (PS)	52.63	13.8
4	COT 2 (SB)	52.63	13.8
5	COT 3 (PS)	52.63	13.8
6	COT 3 (SB)	52.63	13.8

4.2.3. Perpindahan Panas Pelat Sisi di Atas Garis Air

➤ Perpindahan Panas Muatan (Konveksi Bebas)

- Suhu Film

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{T_w + T_\infty}{2} \\ &= \frac{313.15 + 303.15}{2} \\ &= 308.15 \text{ K} \end{aligned}$$

- Bilangan Grashoff

$$\begin{aligned} Gr_L &= \frac{g \times \beta \times (T_w - T_\infty) \times L_c^3}{\nu^2} \\ &= \frac{g \times \left(\frac{1}{T_f}\right) \times (T_w - T_\infty) \times L_c^3}{\nu^2} \\ &= \frac{9.81 \times \left(\frac{1}{308.15}\right) \times (313.15 - 303.15) \times 1.28^3}{0.00025^2} \\ &= 1.07 \times 10^7 \end{aligned}$$

- Bilangan Prandtl

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{C_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{1863.13 \times 0.236}{0.12} \\ &= 3660.27 \end{aligned}$$

- Bilangan Rayleigh

$$\begin{aligned} Ra_L &= Gr_L \times Pr \\ &= 1.07 \times 10^7 \times 3660.27 \\ &= 3.91 \times 10^{10} \end{aligned}$$

- Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned} Nu &= 0.1 \times Ra_L^{1/3} \\ &= 0.1 \times (3.91 \times 10^{10})^{1/3} \\ &= 339.41 \end{aligned}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{k}{L_c} \times Nu \\ &= \frac{0.12}{1.28} \times 339.41 \\ &= 32.08 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

➤ Perpindahan Panas Udara Luar (Konveksi Paksa)

- Bilangan Reynold

$$\begin{aligned} Re_L &= \frac{v \times L_c}{\nu} \\ &= \frac{4.63 \times 43.62}{1.6 \times 10^{-5}} \\ &= 1.26 \times 10^7 \end{aligned}$$

- Bilangan Prandtl

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{c_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{1006 \times (1.86 \times 10^{-5})}{0.027} \\ &= 0.703 \end{aligned}$$

- Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned} Nu &= 0.037 \times Pr^{1/3} \times Re_L^{0.8} \\ &= 0.037 \times 0.703^{1/3} \times (1.26 \times 10^7)^{0.8} \\ &= 1.58 \times 10^4 \end{aligned}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{k}{L_c} \times Nu \\ &= \frac{0.027}{43.62} \times 1.58 \times 10^4 \\ &= 9.63 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

➤ Koefisien Perpindahan Panas Overall

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{x_A}{k_A} + \frac{x_B}{k_B} + \frac{x_C}{k_C} + \frac{1}{h_2}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{32.08} + \frac{0.01}{43} + \frac{1}{0.026} + \frac{0.01}{43} + \frac{1}{9.63}} \\ &= 0.026 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

➤ Perpindahan Panas Total

Tabel 4.4. Perpindahan Panas Pelat Sisi di Atas Garis Air

No	Tank Number	A (m ²)	Q _{Loss} (W)
1	COT 1 (PS)	18.2	4.76
2	COT 1 (SB)	18.2	4.76
3	COT 2 (PS)	18.82	4.92
4	COT 2 (SB)	18.82	4.92
5	COT 3 (PS)	18.82	4.92
6	COT 3 (SB)	18.82	4.92

4.2.4. Perpindahan Panas Pelat Dasar *Double Bottom*

➤ Perpindahan Panas Muatan (Konveksi Bebas)

- Suhu Film

$$\begin{aligned}
 T_f &= \frac{T_w + T_\infty}{2} \\
 &= \frac{313.15 + 303.15}{2} \\
 &= 308.15 \text{ K}
 \end{aligned}$$

- Bilangan Grashoff

$$\begin{aligned}
 Gr_L &= \frac{g \times \beta \times (T_w - T_\infty) \times L_c^3}{\nu^2} \\
 &= \frac{g \times \left(\frac{1}{T_f}\right) \times (T_w - T_\infty) \times L_c^3}{\nu^2} \\
 &= \frac{9.81 \times \left(\frac{1}{308.15}\right) \times (313.15 - 303.15) \times 4.06^3}{0.00025^2} \\
 &= 3.42 \times 10^8
 \end{aligned}$$

- Bilangan Prandtl

$$\begin{aligned}
 Pr &= \frac{C_p \times \mu}{k} \\
 &= \frac{1863.13 \times 0.236}{0.12} \\
 &= 3660.27
 \end{aligned}$$

- Bilangan Rayleigh

$$\begin{aligned}
 Ra_L &= Gr_L \times Pr \\
 &= 3.42 \times 10^8 \times 3660.27 \\
 &= 1.25 \times 10^{12}
 \end{aligned}$$

- Bilangan Nusselt

$$Nu = 0.15 \times Ra_L^{1/3}$$

$$= 0.15 \times (1.25 \times 10^{12})^{1/3}$$

$$= 1616.15$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$h_1 = \frac{k}{L_c} \times Nu$$

$$= \frac{0.12}{4.06} \times 1616.15$$

$$= 48.13 \text{ W/m}^2\text{K}$$

➤ Perpindahan Panas Udara Luar (Konveksi Paksa)

- Bilangan Reynold

$$Re_L = \frac{v \times L_c}{\nu}$$

$$= \frac{4.63 \times 43.62}{8.42 \times 10^{-7}}$$

$$= 2.38 \times 10^8$$

- Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

$$= \frac{4002.6 \times (8.61 \times 10^{-4})}{0.61}$$

$$= 5.65$$

- Bilangan Nusselt

$$Nu = 0.037 \times Pr^{1/3} \times Re_L^{0.8}$$

$$= 0.037 \times 5.65^{1/3} \times (2.38 \times 10^8)^{0.8}$$

$$= 3.31 \times 10^5$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$h_2 = \frac{k}{L_c} \times Nu$$

$$= \frac{0.61}{43.62} \times 3.31 \times 10^5$$

$$= 4662.6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

➤ Koefisien Perpindahan Panas Overall

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{x_A}{k_A} + \frac{x_B}{k_B} + \frac{x_C}{k_C} + \frac{1}{h_2}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{48.13} + \frac{0.014}{43} + \frac{0.82}{0.61} + \frac{0.014}{43} + \frac{1}{4662.6}}$$

$$= 0.732 \text{ W/m}^2\text{K}$$

➤ Perpindahan Panas Total

Tabel 4.5. Perpindahan Panas Pelat Dasar *Double Bottom*

No	Tank Number	A (m ²)	Q _{Loss} (W)
1	COT 1 (PS)	64.38	471.34
2	COT 1 (SB)	64.38	471.34
3	COT 2 (PS)	73.55	538.47
4	COT 2 (SB)	73.55	538.47
5	COT 3 (PS)	73.55	538.47
6	COT 3 (SB)	73.55	538.47

4.2.5. Kebutuhan Daya Pemanas Total

Tabel 4.6. Kebutuhan Daya Pemanas Ruang Muat

No	Tank Number	Q _{MFO} (W)	Q _{Loss} (W)	Q _{Loss} (W)	Q _{Loss} (W)	Q _{total} (W)
1	COT 1 (PS)	722815.35	13.35	4.76	471.34	723304.79
2	COT 1 (SB)	722815.35	13.35	4.76	471.34	723304.79
3	COT 2 (PS)	793324.05	13.8	4.92	538.47	793881.24
4	COT 2 (SB)	793324.05	13.8	4.92	538.47	793881.24
5	COT 3 (PS)	793324.05	13.8	4.92	538.47	793881.24
6	COT 3 (SB)	793324.05	13.8	4.92	538.47	793881.24

4.3. Menentukan Spesifikasi Pemanas

4.3.1. Spesifikasi *Thermal Oil Heater*

Setelah mengetahui besarnya kebutuhan daya pemanas ruang muat maka dapat ditentukan spesifikasi *thermal oil heater* sebagai berikut.

Merk : AB&Co
 Heat capacity (\dot{Q}) : 930 kW
 : 930000 W
 Flowrate (\dot{V}) : 40 m³/hr
 Velocity (v) : 5.13 m/s
 Pump pressure (p) : 5 bar
 : 500000 Pa
 Temperature (T) : 280 C
 : 553.15 K

4.3.2. Spesifikasi Minyak Pemanas

Minyak pemanas yang digunakan dalam *thermal oil heater* yaitu *white mineral oil* dengan spesifikasi sebagai berikut.

Temperature (T) : 553.15 K
 Density (ρ) : 764.2 kg/m³
 Specific heat (C_p) : 2823 J/kgK
 Dinamic viscosity (μ) : 0.00043 kg/ms

<i>Kinematic viscosity</i> (ν)	: 5.63 x 10 ⁻⁷ m ² /s
<i>Thermal conductivity</i> (k)	: 0.14 W/mK
<i>Prandtl number</i> (Pr)	: 10.6
<i>Fouling factor</i> (R_f)	: 0.00018 m ² K/W
<i>Weight</i> (W)	: 1.65 kg/m

4.4. Perhitungan Desain Pipa *Heating Coil*

4.4.1. Menentukan Material

Berdasarkan kondisi operasional pipa maka material yang digunakan untuk pipa *heating coil* yang tercelup ke dalam MFO harus berjenis *stainless steel*. *Stainless steel* merupakan material yang tahan terhadap korosi dan temperatur tinggi sehingga diharapkan MFO tidak terkontaminasi dan pipa tahan terhadap kondisi pemanasan. Berikut spesifikasi material pipa *heating coil* yang dioperasikan pada 280 °C.

<i>Specification number</i>	: A 312
<i>Grade</i>	: TP316
<i>Density</i> (ρ)	: 8030 kg/m ³
<i>Thermal conductivity</i> (k)	: 14.6 W/mK
<i>Tensile strength</i> (σ_T)	: 75000 psi
	: 5.17 x 10 ⁸ Pa
<i>Yield strength</i> (σ_y)	: 30000 psi
	: 2.07 x 10 ⁸ Pa
<i>Modulus elasticity</i> (E)	: 25620000 psi
	: 1.77 x 10 ¹¹ Pa
<i>Cold allowable stress</i> (S_c)	: 20000 psi
	: 1.38 x 10 ⁸ Pa
<i>Hot allowable stress</i> (S_h)	: 17576 psi
	: 1.21 x 10 ⁸ Pa

4.4.2. Menentukan Dimensi Pipa

Menurut BKI, pipa yang digunakan untuk *thermal oil heater* dengan tekanan desain kurang dari 16 bar dan temperatur desain kurang dari 300 °C termasuk kedalam *pipe class II*. Pada *pipe class* ini pipa didesain memiliki maksimum *nominal diameter* 50 sehingga pada penelitian ini menggunakan pipa dengan *nominal diameter* 50. Berikut dimensi keseluruhan pipa *stainless steel* yang mengacu pada standar yang ditetapkan *American Society of Mechanical Engineers*.

<i>Nominal diameter</i> (DN)	: 50
<i>Outside diameter</i> (OD)	: 60.3 mm
	: 0.06 m
<i>Wall thickness</i> (x)	: 3.91 mm
	: 0.0039 m
<i>Inside diameter</i> (ID)	: 52.48 mm
	: 0.052 m
<i>Inertia moment</i> (I)	: 2.77 x 10 ⁻⁷ m ⁴

<i>Modulus section (Z)</i>	: 9.18 x 10 ⁻⁶ m ³
<i>Weight (W)</i>	: 5.44 kg/m

4.4.3. Perhitungan Panjang Minimum Pipa

➤ Perpindahan Panas Minyak Dalam Pipa (Konveksi Paksa)

- Bilangan Reynold

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{v \times D}{\nu} \\ &= \frac{5.13 \times 0.052}{5.63 \times 10^{-7}} \\ &= 4.79 \times 10^5 \end{aligned}$$

- Bilangan Prandtl

Bilangan prandtl didapat dari data yang tertera pada spesifikasi *white mineral oil* yaitu sebesar 10.6 sehingga tidak dibutuhkan perhitungan dalam menentukan bilangan ini.

- Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned} Nu &= 0.023 \times Pr^{0.4} \times Re_D^{0.8} \\ &= 0.023 \times 10.6^{0.4} \times (4.79 \times 10^5)^{0.8} \\ &= 2.07 \times 10^3 \end{aligned}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{k}{D} \times Nu \\ &= \frac{0.14}{0.052} \times 2.07 \times 10^3 \\ &= 5680.79 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

➤ Perpindahan Panas Muatan Luar Pipa (Konveksi Bebas)

- Suhu Film

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{T_w + T_\infty}{2} \\ &= \frac{553.15 + 303.15}{2} \\ &= 428.15 \text{ K} \end{aligned}$$

- Bilangan Grashoff

$$\begin{aligned} Gr_D &= \frac{g \times \beta \times (T_w - T_\infty) \times D^3}{\nu^2} \\ &= \frac{g \times \left(\frac{1}{T_f}\right) \times (T_w - T_\infty) \times D^3}{\nu^2} \\ &= \frac{9.81 \times \left(\frac{1}{428.15}\right) \times (553.15 - 303.15) \times 0.06^3}{0.0007^2} \end{aligned}$$

$$= 2.56 \times 10^3$$

- Bilangan Prandtl

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{C_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{1800.32 \times 0.67}{0.121} \\ &= 9894.34 \end{aligned}$$

- Bilangan Rayleigh

$$\begin{aligned} Ra_D &= Gr_D \times Pr \\ &= 2.56 \times 10^3 \times 9894.34 \\ &= 2.54 \times 10^7 \end{aligned}$$

- Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned} Nu &= \left(0.6 + \frac{0.387 \times Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right)^2 \\ &= \left(0.6 + \frac{0.387 \times (2.54 \times 10^7)^{1/6}}{[1 + (0.559/9894.34)^{9/16}]^{8/27}} \right)^2 \\ &= 52.21 \end{aligned}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{k}{D} \times Nu \\ &= \frac{0.121}{0.06} \times 52.21 \\ &= 104.76 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

➤ Panjang Minimum Pipa

Tabel 4.7. Panjang Minimum Pipa Setiap Tangki

No	Tank Number	Q _{Total} (W)	Length (m)
1	COT 1 (PS)	723304.79	169.79
2	COT 1 (SB)	723304.79	169.79
3	COT 2 (PS)	793881.24	186.35
4	COT 2 (SB)	793881.24	186.35
5	COT 3 (PS)	793881.24	186.35
6	COT 3 (SB)	793881.24	186.35

4.5. Perhitungan Jarak Penyangga

Dengan menghubungkan frekuensi alami dan batasan defleksi, jarak penyangga maksimum yang diijinkan dapat dihitung dengan dua cara berdasarkan batasan tegangan lentur dan batasan defleksi, dipilih yang paling pendek.

- Berdasar Batasan Tegangan Lentur

$$\begin{aligned}
 L &= \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S_h}{W_{Total}}} \\
 &= \sqrt{\frac{0.4 \times 9.18 \times 10^{-6} \times 1.21 \times 10^8}{7.09}} \\
 &= 7.92 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Berdasar Batasan Defleksi

$$\begin{aligned}
 L &= \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{13.5 \times W_{Total}}} \\
 &= \sqrt[4]{\frac{0.0254 \times 1.77 \times 10^{11} \times 2.77 \times 10^{-7}}{13.5 \times 7.09}} \\
 &= 1.89 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Jumlah Penyangga

Dari perhitungan jarak penyangga diatas maka dipilih jarak penyangga berdasar batasan defleksi karena memiliki hasil lebih pendek. Sehingga jumlah penyangga yang harus dipasang adalah sebagai berikut.

Tabel 4.8. Jumlah Penyangga Setiap Tangki

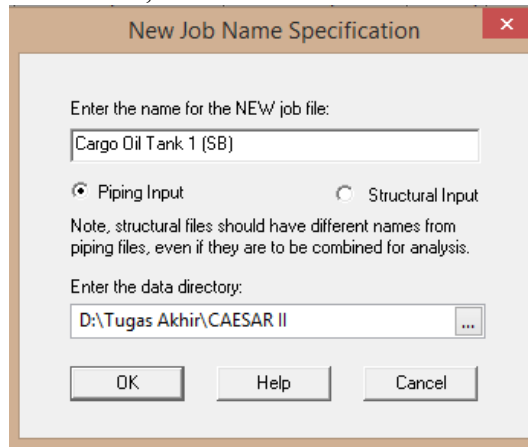
No	Tank Number	Length (m)	Minimum Number of Span	Number of Span
1	COT 1 (PS)	169.79	90	92
2	COT 1 (SB)	169.79	90	92
3	COT 2 (PS)	186.35	99	100
4	COT 2 (SB)	186.35	99	100
5	COT 3 (PS)	186.35	99	100
6	COT 3 (SB)	186.35	99	100

4.6. Permodelan Sistem Perpipaan

Berdasarkan perhitungan kebutuhan panjang pipa setiap tangki, didapatkan hasil bahwa dua tangki membutuhkan panjang pipa 169.79 meter dan empat tangki membutuhkan panjang pipa 186.35 meter. Dari hasil tersebut maka pada penelitian ini hanya menganalisa dua *sample* tangki yang memiliki ukuran pipa yang berbeda yaitu *Cargo Oil Tank 1 (PS)* dan *Cargo Oil Tank 3 (PS)*. Analisa pipa pada dua tangki ini sudah mewakili tangki lainnya karena memiliki ukuran yang sama dan kondisi yang sama saat dioperasikan. Proses permodelan pada *software Caesar II* diuraikan sebagai berikut.

4.6.1. Membuat *File Baru*

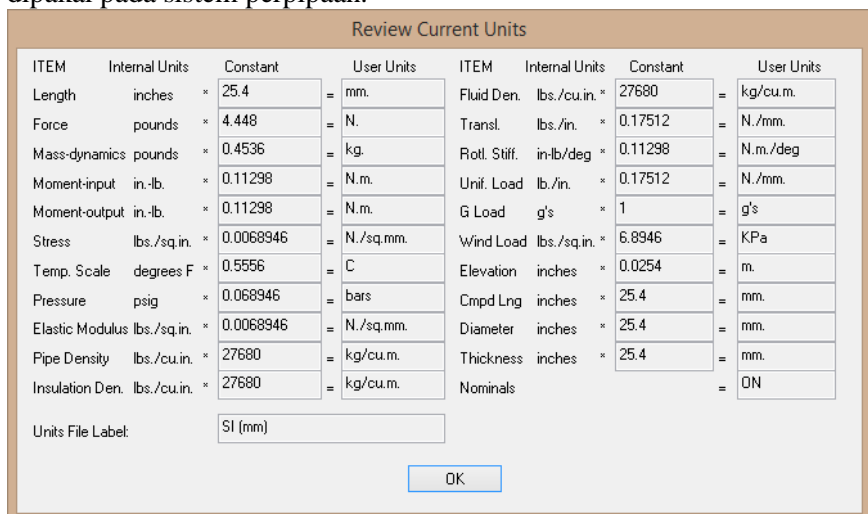
Klik “*File-New*”, maka akan tampil kotak seperti dibawah ini. Masukkan nama *file*, pilih *piping input*, kemudian tentukan *folder* penyimpanan file tersebut, lalu tekan “*OK*”.



Gambar 4.2. Membuat *File Baru*

4.6.2. Mengatur Satuan Analisa Tegangan Pipa

Caesar II akan menampilkan kotak yang merupakan data satuan yang akan digunakan untuk analisa tegangan pipa, kemudian tekan “*OK*” untuk proses selanjutnya. 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.



Gambar 4.3. Mengatur Satuan Analisa Tegangan

4.6.3. Piping Input

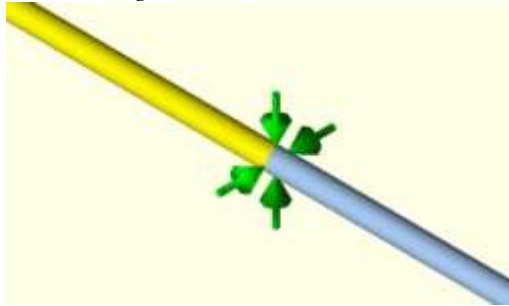
Proses pemasukan data diawali dengan memasukkan nilai *node* pertama (elemen 10-20). Interval *node* yang digunakan dalam pemodelan ini sebesar 10, dengan pemakaian *node* khusus seperti node 28, 29, dan seterusnya bisa digunakan untuk pemodelan komponen tambahan. Selanjutnya memasukkan data dimensi pipa antara lain panjang -293 mm pada kolom DX (selanjutnya panjang dan arah sumbu pipa disesuaikan dengan isometrik pipa *heating coil*), diameter 60.3 mm, *schedule* 3.91 mm, massa jenis fluida 764.2 kg/m^3 , temperatur operasional $280 \text{ }^\circ\text{C}$, dan tekanan operasional 5 bar. Massa jenis pipa ditentukan secara otomatis dengan *software* saat pemilihan material pipa. Sedangkan *mill tolerance* akan ditentukan secara otomatis saat memilih standar yang akan digunakan untuk menganalisa pipa.

Selanjutnya memasukkan data material pipa. Caesar II akan secara otomatis memasukkan nilai massa jenis pipa, modulus elastisitas, dan *poisson's ratio* sesuai jenis material pipa yang dipilih. Dalam kasus ini menggunakan pipa *stainless steel* jenis A312 TP316 dengan massa jenis pipa 8027.2 kg/m^3 , modulus elastisitas $1.95 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, dan *poisson's ratio* 0.292. Analisa tegangan pipa *heating coil* menggunakan standar ASME B31.3 sehingga kita dapat mendapatkan hasil tegangan akibat beban tetap, beban operasional, beban ekspansional dan beban okasional. Melalui standar ini, Caesar II juga akan secara otomatis menentukan *mill tolerance* sebesar 12.5 % dan juga menentukan besarnya tegangan ijin agar pipa tidak mengalami *overstress*.

Gambar 4.4. Memasukkan Data Pipa dan Fluida

4.6.4. Pembuatan Penyangga

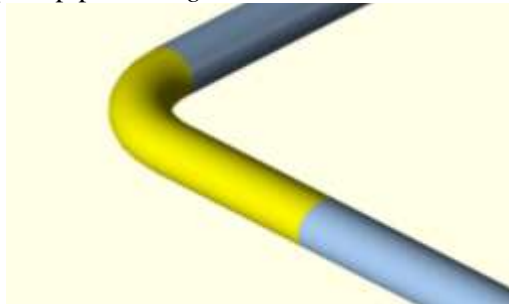
Proses pembuatan penyangga sebagai permulaan dari analisa tegangan pipa umumnya menggunakan tipe *anchor* sebagai penyangga diawal dan diakhir dari jalur pipa. Lalu menurut perhitungan jarak penyangga, pada setiap 1.89 meter harus diberi penyangga sehingga pada permodelan ditentukan menggunakan penyangga dengan tipe *translational double acting (X, Y, Z)*.



Gambar 4.5. Pembuatan Penyangga Pipa

4.6.5. Pembuatan Bengkokan *Elbow*

Node 20-30 adalah contoh pembuatan bengkokan dengan jenis *elbow*. Cara memasukkan *elbow* pada pipa yang kita desain adalah dengan klik dua kali pada *toolbox* “*Bend*” kemudian pada *node* selanjutnya kita berikan panjang pipa sesuai dengan gambar isometrik. *Elbow* yang direncanakan pada pipa *heating coil* ini memiliki radius 100 mm.



Gambar 4.6. Pembuatan Bengkokan *Elbow*

4.6.6. *Error Checking and Running Model*

Setelah model dibuat, maka langkah berikutnya untuk melakukan analisa statik adalah dengan melakukan proses yang disebut dengan *error checking*. Ketika *icon* “*Error Checking*” telah ditekan maka Caesar II akan melakukan pemeriksaan terhadap semua data yang telah dimasukkan sebelumnya. Hasil dari *error checking* dapat berupa:

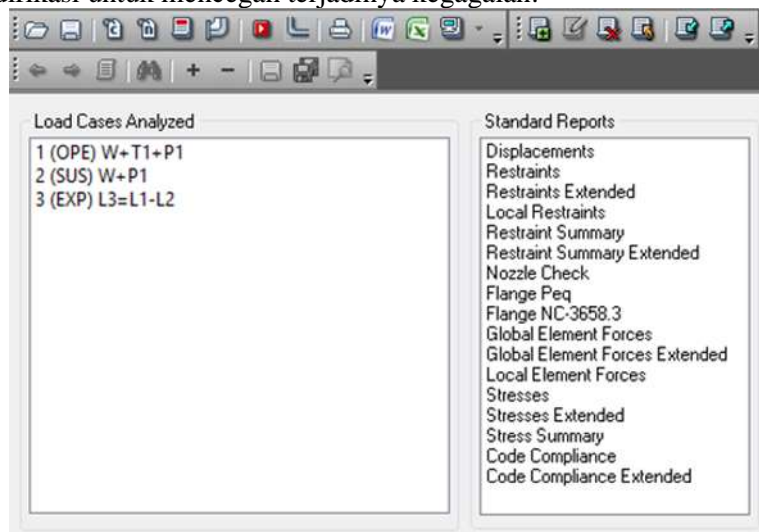
- *Warning*, jika dianggap kesalahan yang ditemukan tidak berbahaya dalam artian tidak mengakibatkan kesalahan fatal dalam hitungan.
- *Fatal Error*, jika kesalahan masukan sedemikian besar dan dikhawatirkan hasil perhitungan akan sangat menyimpang dari standar yang digunakan.

- *Note*, jika permodelan tidak terdapat kesalahan dan dapat dilakukan simulasi pada model yang telah dibuat.

Message Type	Message Number	Element/Node Number	Message Text																																								
NOTE			<p>CENTER OF GRAVITY REPORT</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>Total Wght</th> <th>X co</th> <th>Y co</th> <th>Z co</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Pipe</td> <td>18140.7</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> <td>-4140.1</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>7020.7</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> <td>-4140.1</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rfaty</td> <td>18140.7</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> <td>-4140.1</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Fluid</td> <td>13181.4</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> <td>-4140.1</td> </tr> <tr> <td>Pipe+Ins+Rfaty+Flid</td> <td>13181.4</td> <td>-2534.5</td> <td>0.0</td> <td>-4140.1</td> </tr> </tbody> </table>		Total Wght	X co	Y co	Z co	Pipe	18140.7	-2534.5	0.0	-4140.1	Insulation	0.0	0.0	0.0	0.0	Refractory	0.0	0.0	0.0	0.0	Fluid	7020.7	-2534.5	0.0	-4140.1	Pipe+Ins+Rfaty	18140.7	-2534.5	0.0	-4140.1	Pipe+Fluid	13181.4	-2534.5	0.0	-4140.1	Pipe+Ins+Rfaty+Flid	13181.4	-2534.5	0.0	-4140.1
	Total Wght	X co	Y co	Z co																																							
Pipe	18140.7	-2534.5	0.0	-4140.1																																							
Insulation	0.0	0.0	0.0	0.0																																							
Refractory	0.0	0.0	0.0	0.0																																							
Fluid	7020.7	-2534.5	0.0	-4140.1																																							
Pipe+Ins+Rfaty	18140.7	-2534.5	0.0	-4140.1																																							
Pipe+Fluid	13181.4	-2534.5	0.0	-4140.1																																							
Pipe+Ins+Rfaty+Flid	13181.4	-2534.5	0.0	-4140.1																																							

Gambar 4.7. Hasil *Error Checking*

Pada kasus ini tidak terjadi *warning* maupun *fatal error*, sehingga model bisa disimulasikan (*running*) untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada pipa. Hasil analisa dapat ditampilkan dengan memilih “*View Report*” pada *main menu*. Bagian ini sangat penting karena akan memberikan laporan mengenai daerah-daerah kritis pada sistem perpipaan, sehingga memungkinkan perancang untuk melakukan modifikasi untuk mencegah terjadinya kegagalan.

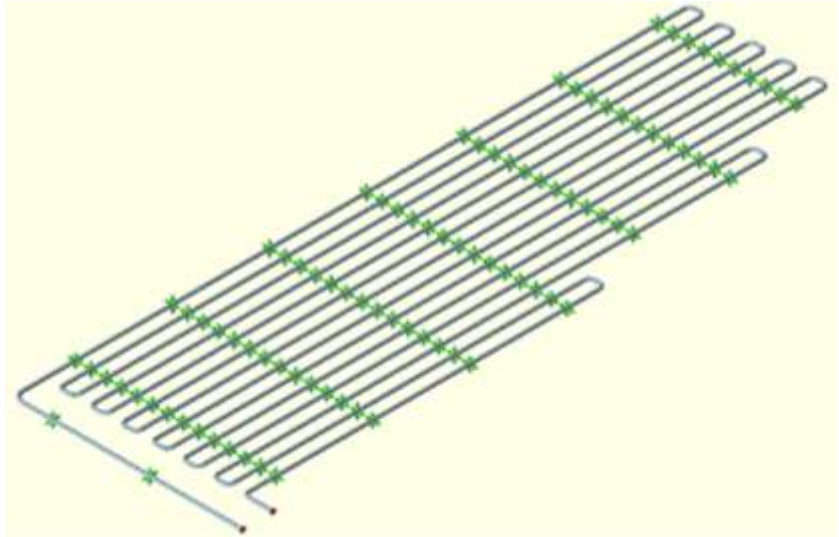


Gambar 4.8. Menu Utama Simulasi Model

4.7. Hasil Analisa dengan Menggunakan *Software Caesar II*

4.7.1. Analisa Pipa *Heating Coil Cargo Oil Tank 1 (PS)*

Pipa *heating coil cargo oil tank 1 (PS)* memiliki panjang 169.79 m dengan diameter 60.3 mm dan sch 40S. Dimana pada *line* ini dialiri fluida berupa *mineral oil* yang memiliki suhu 280 °C dan tekanan mencapai 5 bar. Berikut permodelan pipa *heating coil COT 1 (PS)*.



Gambar 4.9. Permodelan Pipa *Heating Coil Cargo Oil Tank 1* (PS)

Setelah dilakukan permodelan, dapat dilakukan *running* model. Pada *running* model akan didapatkan nilai tegangan pada instalasi perpipaan dan tegangan ijin sesuai dengan standar ASME B31.3. Berikut nilai tegangan akibat beban tetap maupun beban ekspansi dari permodelan yang dibuat pada *software* Caesar II.

Tabel 4.9. Tegangan Pipa *Heating Coil COT 1* (PS) akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

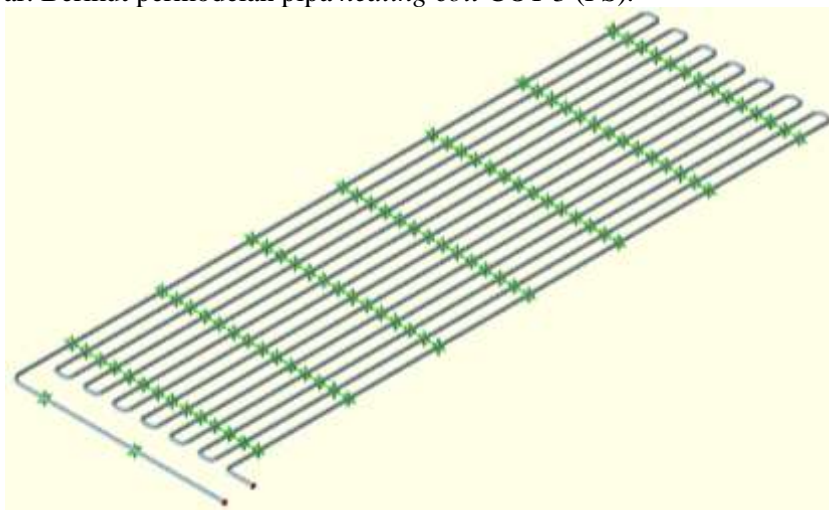
CODE STRESS CHECK PASSED		: LOADCASE 2 (SUS) W+P1	
Highest Stresses: (N./sq.mm.)			
Ratio (%) :	4.1	@Node	1200
Code Stress:	5.0	Allowable Stress:	121.6
Axial Stress:	1.6	@Node	18
Bending Stress:	3.5	@Node	1200
Torsion Stress:	0.1	@Node	1189
Hoop Stress:	3.4	@Node	18
Max Stress Intensity:	5.1	@Node	1200

Tabel 4.10. Tegangan Pipa *Heating Coil* COT 1 (PS) akibat Beban Ekspansi
 Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED		: LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2	
Highest Stresses: (N./sq.mm.)			
Ratio (%):	38.7	@Node	1180
Code Stress:	123.7	Allowable Stress:	320.0
Axial Stress:	2.3	@Node	1190
Bending Stress:	123.0	@Node	1180
Torsion Stress:	0.0	@Node	79
Hoop Stress:	0.0	@Node	18
Max Stress Intensity:	123.7	@Node	1180

4.7.2. Analisa Pipa *Heating Coil Cargo Oil Tank 3* (PS)

Pipa *heating coil cargo oil tank 3* (PS) memiliki panjang 186.35 m dengan diameter 60.3 mm dan sch 40S. Dimana pada *line* ini dialiri fluida berupa *mineral oil* yang memiliki suhu 280 °C dan tekanan mencapai 5 bar. Berikut permodelan pipa *heating coil* COT 3 (PS).



Gambar 4.10. Permodelan Pipa *Heating Coil Cargo Oil Tank 3* (PS)

Setelah dilakukan permodelan, dapat dilakukan *running* model. Pada *running* model akan didapatkan nilai tegangan pada instalasi perpipaan dan tegangan ijin sesuai dengan standar ASME B31.3. Berikut nilai tegangan akibat beban tetap maupun beban ekspansi dari permodelan yang dibuat pada *software* Caesar II.

Tabel 4.11. Tegangan Pipa *Heating Coil* COT 3 (PS) akibat Beban Tetap
 Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    4.0      @Node 1290
Code Stress:                  4.9      Allowable Stress: 121.6
Axial Stress:                 1.6      @Node 20
Bending Stress:               3.4      @Node 1290
Torsion Stress:               0.1      @Node 1279
Hoop Stress:                  3.4      @Node 20
Max Stress Intensity:         5.0      @Node 1290
  
```

Tabel 4.12. Tegangan Pipa *Heating Coil* COT 3 (PS) akibat Beban Ekspansi
 Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    36.1     @Node 1270
Code Stress:                  115.4    Allowable Stress: 320.1
Axial Stress:                 2.1      @Node 1280
Bending Stress:               114.8   @Node 1270
Torsion Stress:               0.0      @Node 1279
Hoop Stress:                  0.0      @Node 20
Max Stress Intensity:         115.4    @Node 1270
  
```

4.7.3. Rangkuman Analisa Tegangan

Pada standar ASME B31.3 dijelaskan bahwa jumlah tegangan longitudinal (S_L) dalam komponen apa pun dalam sistem perpipaan akibat beban tetap seperti tekanan dan berat, tidak boleh melebihi S_h . Hasil analisa tegangan pipa *heating coil* akibat beban tetap beserta besarnya tegangan ijin dirangkum pada tabel berikut.

Tabel 4.13. Rangkuman Analisa Tegangan Beban Tetap

No	Tank Number	Axial Stress (N/mm ²)	Bending Stress (N/mm ²)	S_L (N/mm ²)	S_h (N/mm ²)
1	COT 1 (PS)	1.6	3.5	5.1	121.6
2	COT 3 (PS)	1.6	3.4	5	121.6

Pada standar ASME B31.3 juga dijelaskan bahwa rentang tegangan perpindahan terkomputasi/ tegangan akibat beban ekspansi (S_E), tidak boleh melebihi rentang tegangan ijin (S_A). Hasil analisa tegangan pipa *heating coil* akibat beban ekspansi beserta besarnya tegangan ijin dirangkum pada tabel berikut.

Tabel 4.14. Rangkuman Analisa Tegangan Beban Ekspansi

No	Tank Number	Bending Stress (N/mm ²)	Torsional Stress (N/mm ²)	S _E (N/mm ²)	S _A (N/mm ²)
1	COT 1 (PS)	123	0	123	320.1
2	COT 3 (PS)	114.8	0	114.8	320.1

Dari kedua rangkuman diatas diketahui bahwa tegangan total akibat beban tetap maupun beban ekspansi memiliki nilai lebih kecil dari tegangan ijin. Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan yang didesain dalam kondisi aman saat dioperasikan.

4.8. Perhitungan Koreksi *Error*

Koreksi *error* dilakukan dengan cara membandingkan antara besarnya tegangan pipa yang dihitung berdasarkan standar ASME B31.3 dan besarnya tegangan yang disimulasikan pada *software* Caesar II. Koreksi dilakukan dengan melakukan perhitungan tegangan pipa akibat beban tetap. *Error* yang diterima untuk validasi simulasi *software* Caesar II maksimum sebesar 5%.

4.8.1. Perhitungan Tegangan Pipa akibat Beban Tetap

- Luas Penampang Dalam Pipa

$$\begin{aligned}
 A_i &= \frac{\pi \times Di^2}{4} \\
 &= \frac{3.14 \times 0.052^2}{4} \\
 &= 0.0022 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- Gaya Aksial

$$\begin{aligned}
 F_{ax} &= P \times A_i \\
 &= 500000 \times 0.0022 \\
 &= 1081.99 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Luas Penampang Pipa

$$\begin{aligned}
 A_m &= \frac{\pi \times (Do^2 - Di^2)}{4} \\
 &= \frac{3.14 \times (0.06^2 - 0.052^2)}{4} \\
 &= 0.00069 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- Tegangan Aksial

$$\begin{aligned}
 S_{ax} &= \frac{F_{ax}}{A_m} \\
 &= \frac{1081.99}{0.00069} \\
 &= 1561416.68 \text{ Pa} \\
 &= 1.6 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

- Momen Tekuk

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

$$= \frac{7.09 \times 9.81 \times 1.89}{8}$$

$$= 31.07 \text{ Nm}$$
- Tegangan Tekuk

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

$$= \frac{31.07}{9.18 \times 10^{-6}}$$

$$= 3385031.11 \text{ Pa}$$

$$= 3.4 \text{ N/mm}^2$$
- Tegangan Longitudinal

$$S_L = S_{ax} + S_b$$

$$= 1561416.68 + 3385031.11$$

$$= 4946447.79 \text{ Pa}$$

$$= 4.9 \text{ N/mm}^2$$

Nilai tegangan longitudinal harus memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$S_L \leq S_h$$

$$4.9 \text{ N/mm}^2 \leq 121 \text{ N/mm}^2$$

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

4.8.2. Hasil Koreksi Error

Tabel 4.15. Hasil Koreksi Error

No	Tank Number	ASME B31.3 (N/mm ²)	Caesar II (N/mm ²)	Error
1	COT 1 (PS)	4.9	5.1	3.92%
2	COT 3 (PS)	4.9	5	2%

4.9. Analisa Tegangan Pipa *Heating Coil* dengan Variasi Tekanan

Pada penelitian ini dilakukan studi kasus menggunakan variabel bebas yang berpengaruh terhadap besarnya nilai tegangan pipa. Studi kasus yang dilakukan salah satunya dengan memvariasikan tekanan fluida yang mengalir di dalam pipa. Hal ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh kenaikan tekanan fluida terhadap tegangan pipa *heating coil* dan batas tekanan yang aman untuk perpipaan. Pada percobaan ini temperatur dianggap tetap sama seperti kondisi operasional yaitu 280 °C. Adapun tekanan fluida divariasikan sebesar 25 bar, 50 bar, 75 bar, dan 100 bar.

4.11.1. Analisa Tegangan Pipa Model 1 (25 bar)

Tabel 4.16. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 1 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    9.2          @Node 1290
Code Stress:                   11.2        Allowable Stress:    121.6
Axial Stress:                   7.8          @Node 20
Bending Stress:                 3.4          @Node 1290
Torsion Stress:                 0.1          @Node 1279
Hoop Stress:                    16.8        @Node 20
Max Stress Intensity:          20.6        @Node 1279

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 25 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 11.2 N/mm^2 . Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm^2 . Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.17. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 1 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    36.8        @Node 1270
Code Stress:                   115.5       Allowable Stress:    313.9
Axial Stress:                   2.1          @Node 1280
Bending Stress:                 114.8       @Node 1270
Torsion Stress:                 0.0          @Node 559
Hoop Stress:                    0.0          @Node 20
Max Stress Intensity:          115.5       @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 25 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 114.8 N/mm^2 . Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 313.9 N/mm^2 . Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.2. Analisa Tegangan Pipa Model 2 (50 bar)

Tabel 4.18. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 2 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    15.6      @Node 1290
Code Stress:                   19.0      Allowable Stress: 121.6
Axial Stress:                  15.6      @Node 20
Bending Stress:                3.4      @Node 1290
Torsion Stress:                0.1      @Node 1279
Hoop Stress:                   33.6     @Node 20
Max Stress Intensity:         41.2     @Node 1279

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 50 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 19 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.19. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 2 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    37.7      @Node 1270
Code Stress:                   115.5     Allowable Stress: 306.1
Axial Stress:                   2.1      @Node 1280
Bending Stress:                 114.9    @Node 1270
Torsion Stress:                 0.0      @Node 1279
Hoop Stress:                    0.0      @Node 20
Max Stress Intensity:          115.5     @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 50 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 114.9 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 306.1 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.3. Analisa Tegangan Pipa Model 3 (75 bar)

Tabel 4.20. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 3 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    22.0      @Node 1290
Code Stress:                  26.8      Allowable Stress:    121.6
Axial Stress:                 23.4      @Node 20
Bending Stress:               3.4       @Node 1290
Torsion Stress:               0.1       @Node 1279
Hoop Stress:                  50.3      @Node 20
Max Stress Intensity:        61.8      @Node 1279

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 75 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 26.8 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.21. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 3 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    38.8      @Node 1270
Code Stress:                  115.6     Allowable Stress:    298.2
Axial Stress:                 2.1       @Node 1280
Bending Stress:              114.9     @Node 1270
Torsion Stress:               0.0       @Node 1279
Hoop Stress:                  0.0       @Node 20
Max Stress Intensity:        115.6     @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 75 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 114.9 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 298.2 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.4. Analisa Tegangan Pipa Model 4 (100 bar)

Tabel 4.22. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 4 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    28.4      @Node 1290
Code Stress:                  34.6      Allowable Stress:    121.6
Axial Stress:                 31.2      @Node 20
Bending Stress:               3.4      @Node 1290
Torsion Stress:               0.1      @Node 1279
Hoop Stress:                  67.1      @Node 20
Max Stress Intensity:         82.5      @Node 1279

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 100 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 34.6 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.23. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 4 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    39.8      @Node 1270
Code Stress:                  115.6     Allowable Stress:    290.4
Axial Stress:                 2.1      @Node 1280
Bending Stress:               115.0     @Node 1270
Torsion Stress:               0.0      @Node 1279
Hoop Stress:                  0.0      @Node 20
Max Stress Intensity:         115.6     @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan tekanan 100 bar dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 115 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 290.4 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.5. Rangkuman Percobaan Variasi Tekanan

Setelah melakukan percobaan dengan memvariasikan tekanan, terdapat perubahan terhadap besarnya tegangan maupun tegangan ijin dari pipa *heating coil*. Hasil percobaan tegangan pipa *heating coil* akibat beban tetap dan beban ekspansi beserta besarnya tegangan ijin dirangkum pada tabel berikut.

Tabel 4.24. Rangkuman Percobaan Variasi Tekanan Beban Tetap

No	Pipe Model	Axial Stress (N/mm ²)	Bending Stress (N/mm ²)	S _L (N/mm ²)	S _h (N/mm ²)
1	Operation	1.6	3.4	5	121.6
2	Model 1	7.8	3.4	11.2	121.6
3	Model 2	15.6	3.4	19	121.6
4	Model 3	23.4	3.4	26.8	121.6
5	Model 4	31.2	3.4	34.6	121.6

Tabel 4.25. Rangkuman Percobaan Variasi Tekanan Beban Ekspansi

No	Pipe Model	Bending Stress (N/mm ²)	Torsional Stress (N/mm ²)	S _E (N/mm ²)	S _A (N/mm ²)
1	Operation	114.8	0	114.8	320.1
2	Model 1	114.8	0	114.8	313.9
3	Model 2	114.9	0	114.9	306.1
4	Model 3	114.9	0	114.9	298.2
5	Model 4	115	0	115	290.4

4.10. Analisa Tegangan Pipa Heating Coil dengan Variasi Temperatur

Pada penelitian ini juga dilakukan studi kasus dengan memvariasikan temperatur fluida yang mengalir di dalam pipa. Hal ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh kenaikan temperatur fluida terhadap tegangan pipa *heating coil* dan batas temperatur yang aman untuk perpipaan. Pada percobaan ini tekanan dianggap tetap sama seperti kondisi operasional yaitu 5 bar. Adapun temperatur divariasikan sebesar 50 °C, 100 °C, 150 °C, dan 200 °C.

4.10.1. Analisa Tegangan Pipa Model 5 (50 °C)

Tabel 4.26. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 5 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    3.6      @Node 1290
Code Stress:                   4.9      Allowable Stress: 137.9
Axial Stress:                   1.6      @Node 20
Bending Stress:                 3.4      @Node 1290
Torsion Stress:                 0.1      @Node 1279
Hoop Stress:                    3.4      @Node 20
Max Stress Intensity:          5.0      @Node 1290

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 50 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 5 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 137.9 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.27. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 5 akibat Beban Ekspansi
 Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    3.4      @Node 1270
Code Stress:                   11.4     Allowable Stress:      340.4
Axial Stress:                  0.2      @Node 1280
Bending Stress:               11.3     @Node 1270
Torsion Stress:               0.0      @Node 389
Hoop Stress:                  0.0      @Node 20
Max Stress Intensity:         11.4     @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 50 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 11.3 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 340.4 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.10.2. Analisa Tegangan Pipa Model 6 (100 °C)

Tabel 4.28. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 6 akibat Beban Tetap
 Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    3.6      @Node 1290
Code Stress:                   4.9     Allowable Stress:      137.9
Axial Stress:                  1.6     @Node 20
Bending Stress:               3.4     @Node 1290
Torsion Stress:               0.1     @Node 1279
Hoop Stress:                  3.4     @Node 20
Max Stress Intensity:         5.0     @Node 1290

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 100 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 5 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 137.9 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.29. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 6 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    9.4      @Node 1270
Code Stress:                   32.2     Allowable Stress:    340.4
Axial Stress:                   0.6     @Node 1280
Bending Stress:                 32.0     @Node 1270
Torsion Stress:                 0.0     @Node 1279
Hoop Stress:                    0.0     @Node 20
Max Stress Intensity:          32.2     @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 100 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 32 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 340.4 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.10.3. Analisa Tegangan Pipa Model 7 (150 °C)

Tabel 4.30. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 7 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    3.6      @Node 1290
Code Stress:                   4.9     Allowable Stress:    137.8
Axial Stress:                   1.6     @Node 20
Bending Stress:                 3.4     @Node 1290
Torsion Stress:                 0.1     @Node 1279
Hoop Stress:                    3.4     @Node 20
Max Stress Intensity:          5.0     @Node 1290

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 150 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 5 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 137.8 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.31. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 7 akibat Beban Ekspansi
 Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    15.9      @Node 1270
Code Stress:                   54.1      Allowable Stress:    340.3
Axial Stress:                  1.0      @Node 1280
Bending Stress:                53.8      @Node 1270
Torsion Stress:                0.0      @Node 1199
Hoop Stress:                   0.0      @Node 20
Max Stress Intensity:         54.1      @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 150 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 53.8 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 340.3 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.10.4. Analisa Tegangan Pipa Model 8 (200 °C)

Tabel 4.32. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 8 akibat Beban Tetap
 Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    3.7      @Node 1290
Code Stress:                   4.9      Allowable Stress:    133.5
Axial Stress:                  1.6      @Node 20
Bending Stress:                3.4      @Node 1290
Torsion Stress:                0.1      @Node 1279
Hoop Stress:                   3.4      @Node 20
Max Stress Intensity:         5.0      @Node 1290

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 200 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 5 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 133.5 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.33. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 8 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    22.9      @Node 1270
Code Stress:                  76.8      Allowable Stress:      334.9
Axial Stress:                 1.4      @Node 1280
Bending Stress:               76.4      @Node 1270
Torsion Stress:               0.0      @Node 569
Hoop Stress:                  0.0      @Node 20
Max Stress Intensity:        76.8      @Node 1270

```

Pada percobaan menggunakan temperatur 200 °C dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 76.4 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 334.9 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.10.5. Rangkuman Percobaan Variasi Temperatur

Setelah melakukan percobaan dengan memvariasikan temperatur, terdapat perubahan terhadap besarnya tegangan maupun tegangan ijin dari pipa *heating coil*. Hasil percobaan tegangan pipa *heating coil* akibat beban tetap dan beban ekspansi beserta besarnya tegangan ijin dirangkum pada tabel berikut.

Tabel 4.34. Rangkuman Percobaan Variasi Temperatur Beban Tetap

No	Pipe Model	Axial Stress (N/mm ²)	Bending Stress (N/mm ²)	S_L (N/mm ²)	S_h (N/mm ²)
1	Model 5	1.6	3.4	5	137.9
2	Model 6	1.6	3.4	5	137.9
3	Model 7	1.6	3.4	5	137.8
4	Model 8	1.6	3.4	5	133.5
5	Operation	1.6	3.4	5	121.6

Tabel 4.35. Rangkuman Percobaan Variasi Temperatur Beban Ekspansi

No	Pipe Model	Bending Stress (N/mm ²)	Torsional Stress (N/mm ²)	S_E (N/mm ²)	S_A (N/mm ²)
1	Model 5	11.3	0	11.3	340.4
2	Model 6	32	0	32	340.4
3	Model 7	53.8	0	53.8	340.3
4	Model 8	76.4	0	76.4	334.9
5	Operation	114.8	0	114.8	320.1

4.11. Analisa Tegangan Pipa Heating Coil dengan Variasi Jarak Penyangga

Pada penelitian ini juga dilakukan studi kasus dengan memvariasikan jarak penyangga. Hal ini bertujuan untuk mengoptimalkan jumlah penyangga yang terpasang pada pipa sehingga dapat menghemat biaya pembuatan instalasi

perpipaan dengan tetap aman saat dioperasikan. Pada percobaan ini tekanan dan temperatur dianggap tetap sama seperti kondisi operasional. Adapun jarak penyangga divariasikan sebesar 7.56 meter, 9.45 meter, 11.34 meter, dan 13.23 meter.

4.11.1. Analisa Tegangan Pipa Model 9 (7.56 meter)

Tabel 4.36. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 9 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    22.5      @Node    70
Code Stress:                  27.4      Allowable Stress:    121.6
Axial Stress:                 1.6      @Node    20
Bending Stress:              25.6      @Node    70
Torsion Stress:              8.6      @Node   110
Hoop Stress:                  3.4      @Node    20
Max Stress Intensity:        27.4      @Node    70

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 7.56 meter dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 27.2 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.37. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 9 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    36.0      @Node   1270
Code Stress:                  115.3     Allowable Stress:    320.1
Axial Stress:                 2.0      @Node   1280
Bending Stress:              114.7     @Node   1270
Torsion Stress:              0.0      @Node   119
Hoop Stress:                  0.0      @Node    20
Max Stress Intensity:        115.3     @Node   1270

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 7.56 dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 114.7 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 320.1 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.2. Analisa Tegangan Pipa Model 10 (9.45 meter)

Tabel 4.38. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 10 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    52.8      @Node  140
Code Stress:                  64.2      Allowable Stress:    121.6
Axial Stress:                 1.6      @Node  20
Bending Stress:              62.5      @Node  140
Torsion Stress:              15.1      @Node  110
Hoop Stress:                  3.4      @Node  20
Max Stress Intensity:        64.2      @Node  140

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 9.45 meter dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 64.1 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.39. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 10 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    35.9      @Node  1270
Code Stress:                  115.0     Allowable Stress:    320.1
Axial Stress:                 2.0      @Node  1280
Bending Stress:              114.4     @Node  1270
Torsion Stress:              0.0      @Node  119
Hoop Stress:                  0.0      @Node  20
Max Stress Intensity:        115.0     @Node  1270

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 9.45 dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 114.4 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 320.1 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.3. Analisa Tegangan Pipa Model 11 (11.34 meter)

Tabel 4.40. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 11 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    109.0      @Node  150
Code Stress:                   132.6      Allowable Stress:    121.6
Axial Stress:                   1.6      @Node  20
Bending Stress:                 131.0     @Node  150
Torsion Stress:                 15.6     @Node  110
Hoop Stress:                    3.4      @Node  20
Max Stress Intensity:          132.6     @Node  150

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 11.34 meter dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 132.6 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan mengalami *overstress*.

Tabel 4.41. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 11 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    35.8      @Node  1270
Code Stress:                   114.7     Allowable Stress:    320.1
Axial Stress:                   2.0      @Node  1280
Bending Stress:                 114.1    @Node  1270
Torsion Stress:                 0.0      @Node  109
Hoop Stress:                    0.0      @Node  20
Max Stress Intensity:          114.7     @Node  1270

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 11.34 dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 114.1 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 320.1 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.4. Analisa Tegangan Pipa Model 12 (13.23 meter)

Tabel 4.42. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 12 akibat Beban Tetap
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    133.7      @Node   70
Code Stress:                   162.6      Allowable Stress:    121.6
Axial Stress:                   1.6      @Node   20
Bending Stress:                 161.1     @Node   70
Torsion Stress:                  0.4      @Node  200
Hoop Stress:                     3.4      @Node   20
Max Stress Intensity:           162.6     @Node   70

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 13.23 meter dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (34) didapatkan nilai tegangan longitudinal sebesar 162.7 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_h didapat dari standar ASME sebesar 121.6 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan mengalami *overstress*.

Tabel 4.43. Hasil Analisa Tegangan Pipa Model 12 akibat Beban Ekspansi
Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

```

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

Highest Stresses: (N./sq.mm. )
Ratio (%):                    35.8      @Node  1270
Code Stress:                   114.5     Allowable Stress:    320.1
Axial Stress:                    2.0      @Node  1280
Bending Stress:                 114.0     @Node  1270
Torsion Stress:                  0.0      @Node   109
Hoop Stress:                     0.0      @Node    20
Max Stress Intensity:           114.5     @Node  1270

```

Pada percobaan menggunakan jarak penyangga 13.23 dan dengan perhitungan menggunakan persamaan (36) didapatkan nilai tegangan ekspansi sebesar 114 N/mm². Sedangkan untuk nilai S_A didapat dari perhitungan menggunakan persamaan (37) sebesar 320.1 N/mm². Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

4.11.5. Rangkuman Percobaan Variasi Jarak Penyangga

Setelah melakukan percobaan dengan memvariasikan jarak penyangga, terdapat perubahan terhadap besarnya tegangan maupun tegangan ijin dari pipa *heating coil*. Hasil percobaan tegangan pipa *heating coil* akibat beban tetap dan beban ekspansi beserta besarnya tegangan ijin dirangkum pada tabel berikut.

Tabel 4.44. Rangkuman Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Tetap

No	Pipe Model	Axial Stress (N/mm ²)	Bending Stress (N/mm ²)	S _L (N/mm ²)	S _n (N/mm ²)
1	Operation	1.6	3.4	5	121.6
2	Model 9	1.6	25.6	27.2	121.6
3	Model 10	1.6	62.5	64.1	121.6
4	Model 11	1.6	131	132.6	121.6
5	Model 12	1.6	161.1	162.7	121.6

Tabel 4.45. Rangkuman Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Ekspansi

No	Pipe Model	Bending Stress (N/mm ²)	Torsional Stress (N/mm ²)	S _E (N/mm ²)	S _A (N/mm ²)
1	Operation	114.8	0	114.8	320.1
2	Model 9	114.7	0	114.7	320.1
3	Model 10	114.4	0	114.4	320.1
4	Model 11	114.1	0	114.1	320.1
5	Model 12	114	0	114	320.1

4.12. Analisa Grafik

Pembuatan grafik dilakukan untuk memvisualisasikan hasil percobaan yang telah dilakukan. Hal ini bertujuan untuk mempermudah dalam melakukan analisa. Pada penelitian ini akan dianalisa hubungan antara kenaikan tekanan, kenaikan temperatur, dan jarak penyangga terhadap tegangan yang terjadi beserta tegangan ijin dari pipa *heating coil*. Grafik mengacu pada rangkuman hasil percobaan sehingga terdapat enam grafik yang akan disajikan.

4.12.1. Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Tetap



Gambar 4.11. Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Tetap

Berdasarkan grafik diatas diketahui bahwa semakin tinggi tekanan fluida maka semakin besar tegangan yang terjadi pada pipa, tetapi tegangan ijin tidak mengalami perubahan. Dalam kasus ini, pipa *heating coil* mengalami tegangan sebesar 5 N/mm² pada tekanan 5 bar sedangkan

pipa mengalami tegangan sebesar 34.6 N/mm^2 pada tekanan 100 bar. Hal ini membuktikan bahwa pipa *heating coil* tidak mengalami *overstress* karena tegangan ijin sebesar 121.6 N/mm^2 .

4.12.2. Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Ekspansi



Gambar 4.12. Grafik Percobaan Variasi Tekanan Beban Ekspansi

Berdasarkan grafik diatas diketahui bahwa semakin tinggi tekanan fluida maka semakin besar tegangan yang terjadi pada pipa, tetapi tegangan ijin akan semakin kecil. Dalam kasus ini, pipa *heating coil* mengalami tegangan sebesar 114.8 N/mm^2 pada tekanan 5 bar sedangkan pipa mengalami tegangan sebesar 115 N/mm^2 pada tekanan 100 bar. Hal ini membuktikan bahwa pipa *heating coil* tidak mengalami *overstress* karena tegangan ijin sebesar 320.1 N/mm^2 pada tekanan 5 bar dan turun menjadi 290.4 N/mm^2 pada tekanan 100 bar.

4.12.3. Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Tetap



Gambar 4.13. Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Tetap

Berdasarkan grafik diatas diketahui bahwa semakin tinggi temperatur fluida tidak akan mengubah besarnya tegangan yang terjadi pada pipa, tetapi tegangan ijin akan semakin kecil. Dalam kasus ini, pipa *heating coil* mengalami tegangan sebesar 5 N/mm² pada temperatur 50 °C hingga 280 °C. Hal ini membuktikan bahwa pipa *heating coil* tidak mengalami *overstress* karena tegangan ijin sebesar 137.9 N/mm² pada temperatur 50 °C dan turun menjadi 121.6 N/mm² pada temperatur 280 °C.

4.12.4. Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Ekspansi



Gambar 4.14. Grafik Percobaan Variasi Temperatur Beban Ekspansi

Berdasarkan grafik diatas diketahui bahwa semakin tinggi temperatur fluida maka semakin besar tegangan yang terjadi pada pipa, tetapi tegangan ijin akan semakin kecil. Dalam kasus ini, pipa *heating coil* mengalami tegangan sebesar 11.3 N/mm² pada temperatur 50 °C sedangkan pipa mengalami tegangan sebesar 114.8 N/mm² pada temperatur 280 °C. Hal ini membuktikan bahwa pipa *heating coil* tidak mengalami *overstress* karena tegangan ijin sebesar 340.4 N/mm² pada temperatur 50 °C dan turun menjadi 320.1 N/mm² pada temperatur 280 °C.

4.12.5. Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Tetap



Gambar 4.15. Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Tetap

Berdasarkan grafik diatas diketahui bahwa semakin besar jarak penyangga pipa maka semakin besar tegangan yang terjadi pada pipa, tetapi tegangan ijin tidak mengalami perubahan. Dalam kasus ini, pipa *heating coil* mengalami tegangan sebesar 5 N/mm² pada jarak penyangga 1.89 meter sedangkan pipa mengalami tegangan sebesar 162.7 N/mm² pada jarak penyangga 13.23 meter. Hal ini membuktikan bahwa pipa *heating coil* mengalami *overstress* pada jarak penyangga 11.34 meter karena tegangan ijin bernilai konstan sebesar 121.6 N/mm². Sehingga dapat disimpulkan bahwa jarak penyangga maksimum yang disarankan agar pipa tetap aman saat dioperasikan yaitu tidak lebih dari 9.45 meter.

4.12.6. Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Ekspansi



Gambar 4.16. Grafik Percobaan Variasi Jarak Penyangga Beban Ekspansi

Berdasarkan grafik diatas diketahui bahwa semakin besar jarak penyangga pipa maka semakin kecil tegangan yang terjadi pada pipa,

tetapi tegangan ijin tidak mengalami perubahan. Dalam kasus ini, pipa *heating coil* mengalami tegangan sebesar 114.8 N/mm^2 pada jarak penyangga 1.89 meter sedangkan pipa mengalami tegangan sebesar 114 N/mm^2 pada jarak penyangga 13.23 meter. Hal ini membuktikan bahwa pipa *heating coil* tidak mengalami *overstress* karena tegangan ijin sebesar 320.1 N/mm^2 .

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan penulis mengenai Analisa Tegangan Pipa *Heating Coil* pada Ruang Muat Kapal SPOB Menggunakan *Software* Caesar II dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Terdapat dua panjang pipa *heating coil* pada penelitian ini yaitu 169.79 meter pada dua buah *cargo oil tank* dan 186.35 meter pada empat buah *cargo oil tank* yang didapat dari perhitungan laju perpindahan panas. Selanjutnya pipa harus diberi penyangga (*support*) dengan jarak maksimal 1.89 meter. Dengan kondisi ini, pipa *heating coil* aman digunakan karena pada beban tetap (*sustained load*) tegangan yang terjadi sebesar 5.1 N/mm² dengan tegangan ijin sebesar 121.6 N/mm². Sedangkan pada beban ekspansi (*expansion load*) tegangan yang terjadi sebesar 123 N/mm² dengan tegangan ijin sebesar 320.1 N/mm².
2. Dari analisa yang telah dilakukan dengan variasi tekanan membuktikan bahwa pada beban tetap, semakin tinggi tekanan fluida maka semakin besar tegangan yang terjadi pada pipa. Tetapi tegangan ijin tidak mengalami perubahan meskipun terdapat kenaikan tekanan. Sedangkan pada beban ekspansi, semakin tinggi tekanan fluida maka semakin besar tegangan yang terjadi pada pipa. Tetapi tegangan ijin akan semakin kecil seiring dengan kenaikan tekanan fluida.
3. Dari analisa yang telah dilakukan dengan variasi temperatur membuktikan bahwa pada beban tetap, semakin tinggi temperatur fluida tidak akan mengubah besarnya tegangan yang terjadi pada pipa. Tetapi tegangan ijin akan semakin kecil seiring dengan kenaikan temperatur fluida. Sedangkan pada beban ekspansi, semakin tinggi temperatur fluida maka semakin besar tegangan yang terjadi pada pipa. Tetapi tegangan ijin akan semakin kecil seiring dengan kenaikan temperatur fluida.

5.2. Saran

Saran yang dapat diberikan agar penelitian selanjutnya lebih baik lagi adalah sebagai berikut:

1. Melakukan analisa teknis dan ekonomis terhadap *thermal oil system* yang telah didesain pada penelitian ini.
2. Membuat desain pipa *heating coil* yang berbeda untuk kapal SPOB yang sama sehingga dapat dibandingkan desain mana yang lebih efisien.
3. Melakukan perbandingan hasil tegangan tidak hanya pada satu *software* namun dengan *software* lain yang sejenis untuk memperkaya pengetahuan mengenai analisa tegangan dengan menggunakan *software*.
4. Melakukan analisa tegangan pipa dengan memperhitungkan beban tak tetap (*occasional load*) antara lain beban angin, ombak, dan lain-lain.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Nandika BP, Wasis DA. 2016. *Desain Self-Propelled Oil Barge (SPOB) Untuk Distribusi Crude Oil Di Kabupaten Sorong, Papua Barat*. Jurnal Teknik ITS Vol: 5, No: 1, pp: G19-G24.
- Rizki H, Imam PM, Kiryanto. 2014. *Analisa Tegangan Sistem Perpipaan Ballast Landing Craft Tank 200 GT*. Jurnal Teknik Perkapalan Vol: 2, No: 4, pp: 82-88.
- Spesifikasi Marine Fuel Oil. *Katalog PT Pertamina Industrial Fuel Marketing*. Merdeka Timur, Jakarta.
- Cengel, Yunus. 2003. *Heat Transfer Second Edition: A Practical Approach*. McGraw-Hill Education: New York.
- M. Indah Z, Sardono S, Semin S. 2012. *Analisa Perubahan Sistem Pemanas Bahan Bakar KM. Anugrah Mandiri Dari Thermal Oil Boiler Menjadi Electric Heater Dan Dampaknya Pada Sistem Kelistrikan*. Jurnal Teknik ITS.
- Christmana, Rudy. 2000. *Analisis Penggunaan Finned Tube Pipe Sebagai Pemanas Pada Tangki Muatan Minyak Pada Kapal Tangki 17500 DWT*. Skripsi. Tidak Diterbitkan. Fakultas Teknologi Kelautan. Institut Teknologi Sepuluh Nopember: Surabaya.
- Smith, Mark. 2005. *Operating A Hot Oil Heat Transfer Fluid System Is Not Too Hard When You Know The Basics*. Die Casting Engineer pp:36-39.
- Thermal Oil Heating System. *AB&Co Catalogue*. Baldersbuen, Hedehusene, Copenhagen.
- Teir, Sebastian. 2003. *Steam Boiler Technology Second Edition*. Helsinki University of Technology: Helsinki.
- Shell and Tube Heat Exchanger. *Alfa Laval Catalogue*. Rudeboksvagen, Lund.
- Armando, Aldo. 2016. *Perancangan Sistem Pemanas Bahan Bakar Menggunakan Thermal Oil Boiler Pada Kapal Tanker 17500 DWT*. Skripsi. Tidak Diterbitkan. Jurusan Teknik Permesinan Kapal. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya: Surabaya.
- Juda IOP, Taufik FN, Wolfgang B. 2017. *Heating Coil Pipe Stress Analysis Of Thermal Oil Plant On Fuel Oil Tanks Of 17500 LTDW Product Oil Tanker*. Jurnal Teknik ITS Vol: 6, No: 2, pp: G296-G301.
- Choiri, Ardiansyah. 2018. *Mengenal Jenis-Jenis Logam Stainless Steel (SS201, SS304, SS316, dan SS430)*. <URL: <https://www.jayastainless.co.id/2018/07/19/>>

- BKI Volume III. 2018. *Rules For Machinery Installations*. Biro Klasifikasi Indonesia: Jakarta.
- ASME B31.3. 2008. *Rules For Process Piping*. The American Society of Mechanical Engineers: New York.
- Kannappan, Sam.1986. *Introduction To Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons: Hoboken.
- Sipayung, Raymond. 2015. *Analisa Tegangan Pipa Pada Well Connecting TNAA45rc/TNAA46rc/TNAA47rc Dengan Menggunakan Software CAESAR II v.5.10 Di Total E&P Indonesia*. Skripsi. Tidak Diterbitkan. Fakultas Teknik. Universitas Sumatera Utara: Medan.
- Azmi, Ribhi. 2018. *Pipe Stress Analysis Pada Pipa Header 12 Inchi Di Terminal LPG Semarang (Studi Kasus Terjadi Penurunan Tanah)*. Skripsi. Tidak Diterbitkan. Fakultas Teknologi Kelautan. Institut Teknologi Sepuluh Nopember: Surabaya.
- Chamsudi, Ahmad. 2005. *Diktat – Piping Stress Analysis*. Chamsudi Copyright: Jakarta.
- CADWorx & Analysis Solutions. 2019. *Caesar II: Pipe Stress Analysis*. <URL: <http://www.coade.com/products/>>

LAMPIRAN

SPESIFIKASI MINYAK BAKAR 2

NO.	KARAKTERISTIK	SATUAN	BATASAN				METODE UJI
			MFO 1		MFO 2		
			MIN	MAX	MIN	MAX	
1	Densitas pada 15 °C	kg/m ³	-	991	-	991	D 1298
2	Viskositas kinematik pada 50 °C	mm ² /dt	-	180	-	380	D 445
3	Kandungan Sulfur	% m/m	-	4,5	-	5,0	D 1552 / D 2622
4	Titik Tuang	°C	-	30	-	40	D 97
5	Titik Nyala	°C	60	-	60	-	D 93
6	Residu Karbon	% m/m	-	16	-	20	D 189
7	Kandungan Abu	% m/m	-	0,10	-	0,15	D 482
8	Sedimen Total	% m/m	-	0,10	-	0,10	D 473
9	Kandungan Air	% v/v	-	1,00	-	1,00	D 95
10	Vanadium	mg/kg	-	200	-	300	AAS
11	Aluminium + Silikon	mg/kg	-	80	-	80	D 5184 / AAS

Rujukan:

Keputusan Direktorat Jenderal Minyak & Gas Bumi No. 14499/K/14/DJM/2008 tanggal 21 Agustus 2008 tentang Standar dan Mutu (spesifikasi) Bahan Bakar Minyak Jenis Minyak Diesel yang Dipasarkan di Dalam Negeri.

"VERTICAL" TEKNIK MODEL - Main Data														
Heat Capacity / Output	[Mcal/h]	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	3000
	[kW]	116	233	349	465	582	698	930	1163	1396	1744	2326	2915	3489
FLOW @ $\Delta t=40K$	[m ³ /h]	5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150
PRESSURE / PUMP	[bar]	3,5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Δp / HEATER	[bar]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2
FLANGE	[DN]	25	32	32	40	50	50	50	65	80	80	100	100	100
LENGTH B	[mm]	1300	1400	1400	1400	1600	1600	1700	1700	1800	1800	2000	2200	2200
WIDTH A	[mm]	800	900	900	900	1000	1050	1200	1200	1400	1400	1800	2000	2000
HEIGHT H (EX. BURNER)	[mm]	1500	1500	1800	2000	2100	2200	2600	2800	3000	3300	3100	3400	3600
FLUE GAS OUTLET Ø	[mm]	160	220	260	300	320	350	400	350	400	450	500	550	550
WEIGHT (EMPTY)	[kg]	700	950	1100	1250	1400	1600	2200	2400	2600	3100	3300	3500	4000
TEMPERATURES	Normal outgoing temperature of the thermal fluid from the heaters is max. 289°C. Standard design is the fluid returning 40°C lower ($\Delta t=40K$)													
PRESSURE IN SYSTEM	The system is considered as an open and atmospheric and without any pressure exposed to the expansion tank.													
THERMAL FLUID	The thermal fluid (heat transfer fluid / HTF) should preferable be of the brand ABCO NF or an equal non-fouling, non-toxic fluid type.													
APPROVAL / CERTIFICATE	The heaters design follow DIN 4754 and is thus designed for 10 bar. PED 2014/68/EU applies for these heaters and is approved accordingly with CE-mark													

THERMAL FLUID PROPERTIES - typical white mineral type
TERMISK OLIE - typisk hvid mineralsk type

AB&Co

www.abco.dk

Temperature	Density	Specific Heat	Heat Conductivity	Dynamic Viscosity	Prandtl's Number
t	ρ	C_p	λ	μ	Pr
°C	kg/m ³	kJ/(kg·K)	W/(m·K)	x10 ⁻⁶ Pa·s	-
-30	4.600	1,696	0,137	21.160.000	262.719
0	882,0	1,805	0,134	163.170	2.191
20	873,6	1,878	0,133	42.806	605
40	865,2	1,951	0,132	16.438	244
60	856,8	2,023	0,130	8.054	125
80	848,4	2,096	0,129	4.581	74,6
100	839,9	2,169	0,127	2.982	50,8
110	835,7	2,205	0,126	2.490	43,4
120	831,5	2,241	0,126	2.095	37,3
130	827,3	2,278	0,125	1.787	32,6
140	823,1	2,314	0,124	1.547	28,8
150	818,9	2,350	0,124	1.368	26,0
160	814,7	2,386	0,123	1.214	23,6
170	810,5	2,423	0,122	1.378	27,3
180	806,3	2,459	0,121	976	19,8
190	802,1	2,496	0,121	874	18,1
200	797,9	2,532	0,120	798	16,8
210	793,7	2,568	0,119	734	15,8
215	791,6	2,587	0,119	701	15,2
220	789,5	2,605	0,119	667	14,7
225	787,4	2,623	0,118	642	14,3
230	785,3	2,641	0,118	618	13,9
235	783,2	2,659	0,117	595	13,5
240	781,1	2,678	0,117	573	13,1
245	779,0	2,696	0,117	550	12,7
250	776,9	2,714	0,116	528	12,3
255	774,8	2,732	0,116	511	12,0
260	772,6	2,750	0,116	494	11,8
265	770,5	2,768	0,115	475	11,4
270	768,4	2,786	0,115	456	11,1
275	766,3	2,805	0,115	443	10,8
280	764,2	2,823	0,114	430	10,6
285	762,1	2,841	0,114	415	10,4
290	760,0	2,859	0,114	401	10,1
295	757,9	2,877	0,113	388	9,9
300	755,8	2,895	0,113	375	9,6
305	753,7	2,913	0,112	364	9,4
310	751,6	2,932	0,112	353	9,2
315	749,5	2,950	0,112	343	9,0
320	747,4	2,968	0,111	332	8,8
325	745,3	2,986	0,111	326	8,8
330	743,2	3,005	0,111	314	8,5
335	741,1	3,023	0,110	307	8,4
340	739,0	3,041	0,110	297	8,2

Table 1 Dimensions of Welded and Seamless Stainless Steel Pipe and Nominal Weights of Steel Pipe, Plain End

NPS	U.S. Customary Units			Schedule No.	SI Units			
	OD, in.	Wall, in.	W_{ps} , lb/ft		DN	OD, mm	Wall, mm	W_{ps} , kg/m
1/8	0.405	... (1)	...	5S	6	10.3	... (1)	...
1/8	0.405	0.049 (1)	0.19	10S	6	10.3	1.24 (1)	0.28
1/8	0.405	0.068	0.24	40S	6	10.3	1.73	0.37
1/8	0.405	0.095	0.31	80S	6	10.3	2.41	0.47
1/4	0.540	... (1)	...	5S	8	13.7	... (1)	...
1/4	0.540	0.065 (1)	0.33	10S	8	13.7	1.65 (1)	0.49
1/4	0.540	0.088	0.43	40S	8	13.7	2.24	0.63
1/4	0.540	0.119	0.54	80S	8	13.7	3.02	0.80
3/8	0.675	... (1)	...	5S	10	17.1	... (1)	...
3/8	0.675	0.065 (1)	0.42	10S	10	17.1	1.65 (1)	0.63
3/8	0.675	0.091	0.57	40S	10	17.1	2.31	0.84
3/8	0.675	0.126	0.74	80S	10	17.1	3.20	1.10
1/2	0.840	0.065 (1)	0.54	5S	15	21.3	1.65 (1)	0.80
1/2	0.840	0.083 (1)	0.67	10S	15	21.3	2.11 (1)	1.00
1/2	0.840	0.109	0.85	40S	15	21.3	2.77	1.27
1/2	0.840	0.147	1.09	80S	15	21.3	3.73	1.62
3/4	1.050	0.065 (1)	0.68	5S	20	26.7	1.65 (1)	1.02
3/4	1.050	0.083 (1)	0.86	10S	20	26.7	2.11 (1)	1.28
3/4	1.050	0.113	1.13	40S	20	26.7	2.87	1.69
3/4	1.050	0.154	1.48	80S	20	26.7	3.91	2.20
1	1.315	0.065 (1)	0.87	5S	25	33.4	1.65 (1)	1.29
1	1.315	0.109 (1)	1.41	10S	25	33.4	2.77 (1)	2.09
1	1.315	0.133	1.68	40S	25	33.4	3.38	2.50
1	1.315	0.179	2.17	80S	25	33.4	4.55	3.24
1 1/4	1.660	0.065 (1)	1.11	5S	32	42.2	1.65 (1)	1.65
1 1/4	1.660	0.109 (1)	1.81	10S	32	42.2	2.77 (1)	2.69
1 1/4	1.660	0.140	2.27	40S	32	42.2	3.56	3.39
1 1/4	1.660	0.191	3.00	80S	32	42.2	4.85	4.47
1 1/2	1.900	0.065 (1)	1.28	5S	40	48.3	1.65 (1)	1.90
1 1/2	1.900	0.109 (1)	2.09	10S	40	48.3	2.77 (1)	3.11
1 1/2	1.900	0.145	2.72	40S	40	48.3	3.68	4.05
1 1/2	1.900	0.200	3.63	80S	40	48.3	5.08	5.41
2	2.375	0.065 (1)	1.61	5S	50	60.3	1.65 (1)	2.39
2	2.375	0.109 (1)	2.64	10S	50	60.3	2.77 (1)	3.93
2	2.375	0.154	3.66	40S	50	60.3	3.91	5.44
2	2.375	0.218	5.03	80S	50	60.3	5.54	7.48
2 1/2	2.875	0.083 (1)	2.48	5S	65	73	2.11 (1)	3.69
2 1/2	2.875	0.120 (1)	3.53	10S	65	73	3.05 (1)	5.26
2 1/2	2.875	0.203	5.80	40S	65	73	5.16	8.63
2 1/2	2.875	0.276	7.67	80S	65	73	7.01	11.41
3	3.500	0.083 (1)	3.03	5S	80	88.9	2.11 (1)	4.52
3	3.500	0.120 (1)	4.34	10S	80	88.9	3.05 (1)	6.46
3	3.500	0.216	7.58	40S	80	88.9	5.49	11.29
3	3.500	0.300	10.26	80S	80	88.9	7.62	15.27

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Rifaldi Agung Triambodo dilahirkan di kota Surabaya Provinsi Jawa Timur, pada 29 Maret 1997. Penulis merupakan anak bungsu dari tiga bersaudara dari pasangan suami istri, Solikin dan Endang Mulyawati. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Eka Dharma pada tahun 2001 sampai tahun 2003. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke SDN Dr. Soetomo 4 hingga lulus tahun 2009. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke SMPN 1 Surabaya hingga lulus tahun 2012. Dan berlanjut pada SMAN 1 Surabaya hingga lulus tahun 2015. Setelah lulus dari SMAN 1 Surabaya 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 04211540000030. 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. Samudra Marine Indonesia dan PT. Pertamina TBBM Surabaya Group. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan akademis maupun non-akademis. Dalam bidang non akademis penulis aktif dalam komunitas bulutangkis di ITS bernama IBC, selain itu penulis juga aktif dalam kepanitiaan seperti Marine Icon Himasiskal, ITS Expo, dan ITS Open. Dalam bidang akademis penulis aktif sebagai grader praktikum Pompa Sentrifugal dalam praktikum Mesin Fluida pada tahun ajaran 2018-2019, hingga penulis bisa menyelesaikan pendidikan S1 pada tahun ajaran 2018-2019. Penulis dapat dihubungi melalui rifaldiagungt@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”