

ANALISA PERANCANGAN SISTEM SEA WATER INTAKE PADA PEMBANGUNAN LPG REFRIGERATED NASIONAL JAWA TIMUR, TUBAN TAHAP 2

Galuh Septian¹⁾, Andrian Rustandi²⁾

1) Program Studi Teknik Mesin Institut Teknologi Indonesia

E-mail: Septiangaluh162@gmail.com, andrian.noelnam@gmail.com

Abstrak

Penulisan Tugas akhir ini bertujuan untuk merancang sistem pemompaan dan perpipaan yang komprehensif, khususnya untuk pengambilan air laut, serta pemanfaatan pendingin air laut dalam proses produksi Liquefied Petroleum Gas (LPG) pada Proyek Pembangunan Terminal LPG Refrigerated Jawa Timur Tahap 2. Sistem perpompaan dan perpipaan yang dibutuhkan untuk membawa air laut yang berfungsi sebagai pendingin maupun pemanas menuju alat penukar kalor (Heat Exchanger & Condenser). Sistem ini akan fokus pada metode pengambilan air laut untuk proses pendinginan dan pemanasan dari temperatur propana -41,20°C menjadi propane 5°C dan dari butana -1,73°C menjadi butana 5°C. Selain itu, desain ini akan menggabungkan teknologi canggih untuk memaksimalkan potensi pendinginan air laut, sehingga meningkatkan efisiensi proses produksi LPG secara keseluruhan. Proyek ini akan mempertimbangkan faktor lingkungan, efektivitas biaya, dan keandalan operasional dalam pengembangan sistem pemompaan dan perpipaan, selaras dengan standar industri dan persyaratan spesifik PT Wijaya Karya (Persero) Tbk. Sistem sea water intake ini menggunakan pompa bertipe vertical pump dengan impeller terendam di dalam air dan mampu menghasilkan daya hidrolik Pompa (liquid hydraulic power) sebesar 206.68KW. Pipa yang digunakan berukuran 20 inci dan berbahan GRE (Glass Reinforced Epoxy) atau FRP (Fiber Reinforced Plastic) didapatkan tekanan desain sebesar 8,83 bar. Dengan analisa sistem perpipaan pada sistem sea water intake menggunakan software Caesar II untuk memastikan tidak ada kegagalan seperti Overstress.

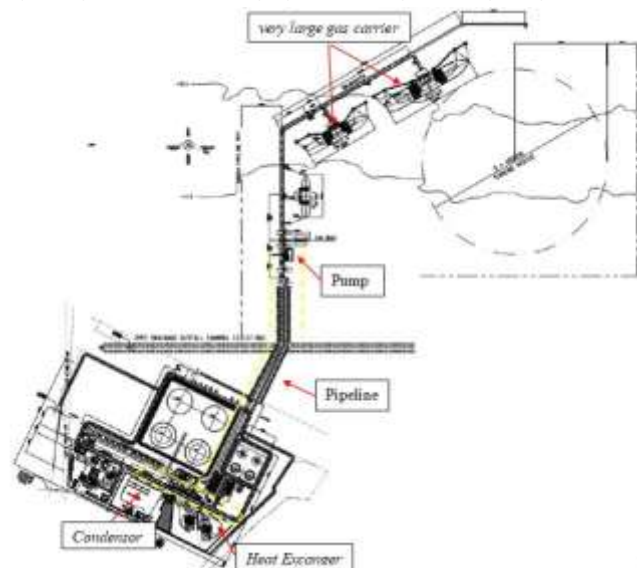
Kata kunci: Pompa, pipa, heater Exchanger, LPG

Pendahuluan

Proyek Pembangunan Terminal LPG Refrigerated Jawa Timur (Tahap-2) Lingkup Terminal Sisi Darat & Jetty yang biasa disebut Proyek LPG Tuban 2 terletak di Tuban Jawa Timur yang berjarak 121 km dari Surabaya. Terminal ini milik PT Pertamina Energi Terminal yang dibangun oleh PT Wijaya Karya (Persero) Tbk. Pembangunan terminal ini bertujuan untuk memenuhi kebutuhan masyarakat terhadap LPG yang semakin besar tiap tahunnya dan menjamin pasokan LPG kepada masyarakat tetap aman. Terminal ini berfungsi sebagai menerima, menyimpan dan menyalurkan ke berbagai daerah di Indonesia bagian timur. Terminal penampungan LPG dalam skala besar ini mampu menampung 44.000 MT (Metric Ton) Propana dan 44.000 MT Butana. Dengan adanya terminal ini PT Pertamina (Persero) akan mampu mengolah sendiri bahan baku gas LPG.

Saat ini terdapat floating storage dengan 3 kapal very large gas carrier (VLGL) yang terletak di Pelabuhan Kalbut Situbondo Jawa Timur dan beroperasi untuk memasok kebutuhan LPG di Wilayah Jawa Timur, Bali, Nusa Tenggara Timur, Nusa Tenggara Barat, Kalimantan dan Sulawesi. Biaya operasional floating storage cukup mahal sehingga perlu dibangun Terminal LPG Refrigerated di Jawa Timur untuk menggantikan *floating storage* yang dimaksud. Pembangunan fasilitas terminal ini untuk penyimpanan dan penyaluran LPG refrigerated & pressurized dalam rangka memenuhi kebutuhan LPG di Masyarakat dengan kapasitas *storage refrigerated* 88.000 MT (2 x 44.000 MT) & *storage pressurized* 5.000 MT (2 x 2500 MT) untuk mendaratkan floating storage LPG di Pelabuhan Kalbut. Terminal LPG Refrigerated Jawa Timur didesain untuk throughput 3.000.000 MT/tahun, dengan operasi unloading/ tank to tank unloading LPG refrigerated propana & Butana (C3 & C4) secara simultan dari (VLGC) ke tangki refrigerated dan transfer LPG mix ke pressurized tank setelah dilakukan mixing (C3 & C4) dari tangki refrigerated (C3 & C4). Konstruksi pipa untuk menyalurkan produk propane dan butane dari jetty ke tangki LPG Refrigerated dan sebaliknya masing-masing sepanjang kurang lebih ± 3.5 Km per jalur termasuk piping system di area Terminal

sisi darat. Untuk kebutuhan dari pada Konstruksi pompa, *heat exchanger*, *BOG compressor*, *enclosed ground flare*, *substation*, *filling shed*, *metering of incoming & outgoing*, dan fasilitas-fasilitas lainnya



Gambar 1. Skematik lokasi proyek pembangunan terminal LPG refrigerated Tuban Jawa Timur

Pada Gambar 1 secara filosofi operasional Terminal LPG Refrigerated Jawa Timur didesain untuk kuantitas bahan mentah (thruput) 3.000.000 MT/tahun, dengan operasi sebagai berikut:

1. Mode operasi *Unloading/ Tangki to Tangki*:
 - a. *Unloading LPG refrigerated (Propana & Butana)* secara simultan dari *very large gas carrier (VLGC)* ke tangki refrigerated.
 - b. *Transfer LPG Mix* ke *Pressurized Tank* setelah dilakukan *mixing* (Propana & Butana), dari tangki refrigerated (Propana & Butana).
2. Mode Operasi *Backloading/Filling*:
 - a. *Backloading LPG refrigerated* (Propana & Butana) secara simultan dari tangki refrigerated ke *fully refrigerated coastal tanker*.
 - b. *Backloading LPG refrigerated* (Propana & Butana) secara simultan dari tangki refrigerated ke *semi refrigerated coastal tanker*.
 - c. *Backloading LPG mix* dari tangki refrigerated ke *fully pressurized coastal tanker*.
 - d. *Backloading LPG mix* dari tangki pressurized ke *fully pressurized coastal tanker*.
 - e. *Filling propana refrigerated* dari tangki refrigerated propana ke *propana truck* tangki.
 - f. *Filling butana refrigerated* dari tangki refrigerated butana ke *butana truck* tangki.
 - g. *Filling LPG mix* dari tangki pressurized ke *truck* tangki.
3. Mode Operasi *Downtime (No Unloading and Backloading)*
 - a. Resirkulasi jalur Propana & Butana

Studi Pustaka

Konversi Energi

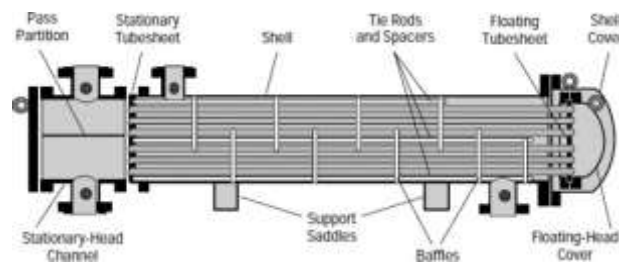
Teknologi CNG (gas alam terkompresi) adalah cara transportasi lainnya dan menyimpan gas alam dalam jumlah kecil melalui bahan bakar terkompresi gas. Prinsip teknis CNG adalah mengangkut gas alam dengan kecepatan tinggi tekanan (15–25 MPa) dan suhu atmosfer atau sesuai mengurangi suhu untuk mengurangi tekanan penyimpanan dan transportasi. Namun masalah keamanan, alat berat, dan volumetrik kurang menyediakan kapasitas penyimpanan merupakan kelemahan khas teknologi ini [1].

Pemanfaatan Perbedaan suhu pada air laut yang akan digunakan pada sistem sea water intake ini sangat menentukan efisiensi siklus. Lebih signifikan perbedaan suhu, semakin tinggi efisiensinya. Di berbagai wilayah Di dunia, suhu air berbeda-beda, bergantung pada kedalamannya ditemukan;

1. Permukaan: Kedalaman 100 hingga 200 m, yang berfungsi sebagai pengumpul panas, dengan suhu berkisar antara 25°C dan 30°C.
2. Perantara: Kedalaman antara 200 dan 400 m, dengan variasi suhu yang cepat dan bertindak sebagai penghalang termal antara lapisan atas dan bawah.
3. Daerah dalam: Suhu menurun secara bertahap, mencapai 4°C pada ketinggian 1000 m dan 2°C pada ketinggian 5000m.

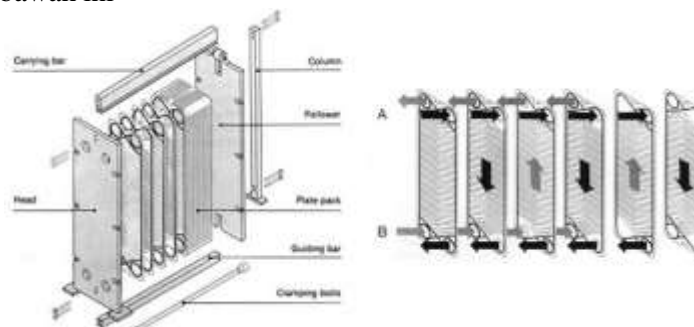
Penyuar Kalor

Pada sistem ini menggunakan 1 type aliran yaitu *Counter current flow* sedangkan berdasarkan profil konstruksi permukaan menggunakan 2 jenis *heat exchanger Shell & tube* dan *Plate Welded*, *shell* and *cube* terdiri atas suatu bundle pipa yang dihubungkan secara paralel dan ditempatkan dalam sebuah pipa mantel (cangkang). Fluida yang satu mengalir di dalam bundle pipa, sedangkan fluida yang lain mengalir di luar pipa pada arah yang sama, berlawanan, atau bersilangan. Tipe *shell & cube* ini digunakan untuk proses kondensasi butana atau propana yang mengalami kenaikan temperaure serta perubahan fasa, Seperti pada gambar 2 dibawah ini



Gambar 2. *Shell & tube heat exchanger*

Alat penyuar kalor tipe pelat memiliki tingkat kekompakkan yang tinggi. Alat penyuar kalor ini terdiri dari pelat-pelat yang sudah dibentuk dan ditumpuk sedemikian rupa sehingga alur aliran untuk suatu fluida akan terpisahkan oleh pelat itu sendiri terhadap aliran fluida satunya dipisahkan dengan gasket. Jadi kedua fluida yang saling dipertukarkan energinya tidak saling bercampur. Tipe *plate welded* ini digunakan sebagai heater propana dan butana yang masih dalam kondisi *refrigerated* Seperti gambar 3 dibawah ini



Gambar 3. *Plate welded heat exchanger*

Dimana penyuar kalor pada *sistem sea water intake* ini digunakan untuk memanaskan dan mendinginkan propana dan butana dengan media air laut sampai dengan Jumlah kalor yang dipindahkan, kapasitas air laut, laju aliran air laut sebagai media fluida pemanas/pendingin dan menentukan LMTD (Log Mean Temperature Difference) yang sesuai kebutuhan sistem.

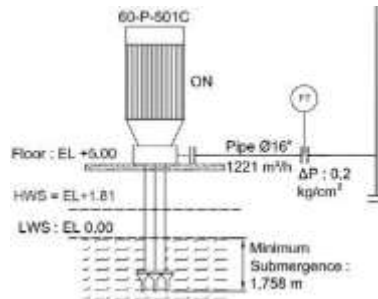
$$Q_{cs} = w_{cs} * c_{p_{cs}} * \Delta T_{cs} \quad (1)$$

$$V_{cs} = W_{cs} / \rho_{cs} \quad (2)$$

$$LMTD = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2) \quad (3)$$

Pompa Sentrifugal (*Vertical Pump*)

Pompa yang digunakan pada sistem sea water intake ini adalah pompa sentrifugal bertipe vertical pump dimana, untuk impeller tercelup ke air laut sedangkan rumah pompa beserta engine berada di jetty atau di dermaga dengan minimal tercelup nya impeller 1,758m dan maksimal 3,568m dari tinggi desain jetty 5m.

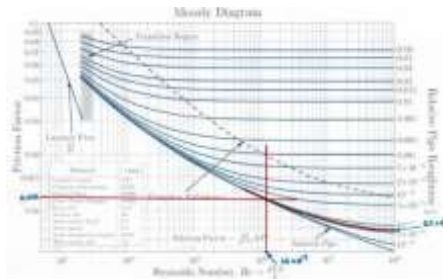


Gambar 4. Sentrifugal *vertical pump*

Perhitungan pada bagian pompa mulai dari kerugian gesek aliran (friction loss) jalur masuk pompa (suction pump) (S) sampai dengan jalur keluar (discharge pump) (D) sehingga didapat pressure drop dari sistem perpipaan nya. Sehingga didapat NSP_{Ha} (Net Suction Positive Head Available) dan Daya Hidrolic Pompa (liquid hydraulic power) LHP

$$Q_{\text{pompa}} = \frac{Q_{\text{total}} \times 1000}{\rho} \quad (4)$$

$$V_s = \frac{Q_s}{A_s} = \frac{Q_s}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \quad (5)$$



Gambar 5. Diagram moody

$$Re_s = \frac{\rho \cdot d_s \cdot V_s}{\mu} \quad (6)$$

$$\text{Relative pipe roughness } (\varepsilon/d) : \frac{\varepsilon_s}{d_s} \quad (7)$$

$$Re_s = \frac{\rho \cdot d_s \cdot V_s}{\mu} \quad (8)$$

$$\frac{\Delta P}{100\text{ft}} = \frac{0,00115 \cdot f_s \cdot Q_s^2 \cdot S}{d_s^5} \quad (9)$$

$$NPSHA = h_p - h_{vpa} + h_{st} - h_f - h_{vh} - h_A \quad (10)$$

$$LHP = (Q \times H \times g \times \rho) / (3600000) \quad (11)$$

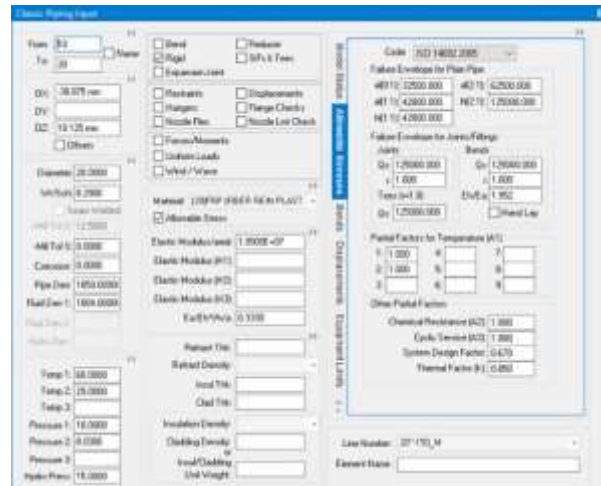
Pipa FRP (*Fiber Reinforced Pipe*)

FRP atau GRP jenis pipa yang terbuat dari bahan komposit yang menggabungkan serat kaca dengan resin epoksi atau poliester. Jenis pipa ini semakin populer dalam aplikasi transportasi air laut dan limbah. Pipa-pipa ini menawarkan sifat ketahanan korosi yang sangat baik dibandingkan semua jenis pipa lainnya. Yang nantinya dicari ketebalan pipa yang digunakan agar tidak mengalami overstress.

$$T_{RP} = \frac{DP \cdot d}{2S_A - DP} \quad (12)$$

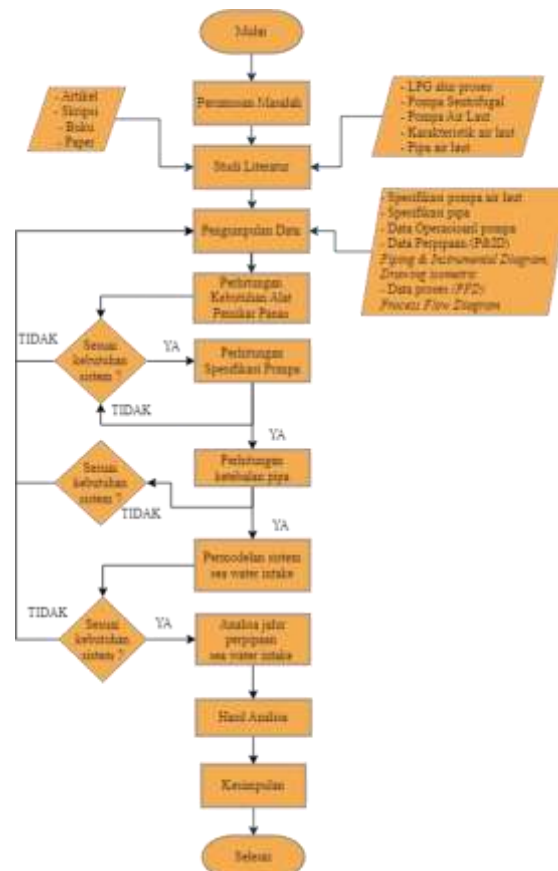
$$T_{RS} = \left(\frac{12 \cdot d^3 \cdot STIS}{10^6 \cdot E_{HF}} \right)^{1/3} \quad (13)$$

CAESAR II adalah perangkat lunak yang sangat populer untuk analisis tegangan pipa di industri. Dengan CAESAR II, pengguna dapat membangun, mengevaluasi, dan melaporkan sistem perpipaan dengan ukuran atau kompleksitas apa pun sesuai dengan kode dan standar industri. Berikut Gambar mengenai aplikasi pada Caesar II. Dengan menggunakan kode desain : ISO 14692



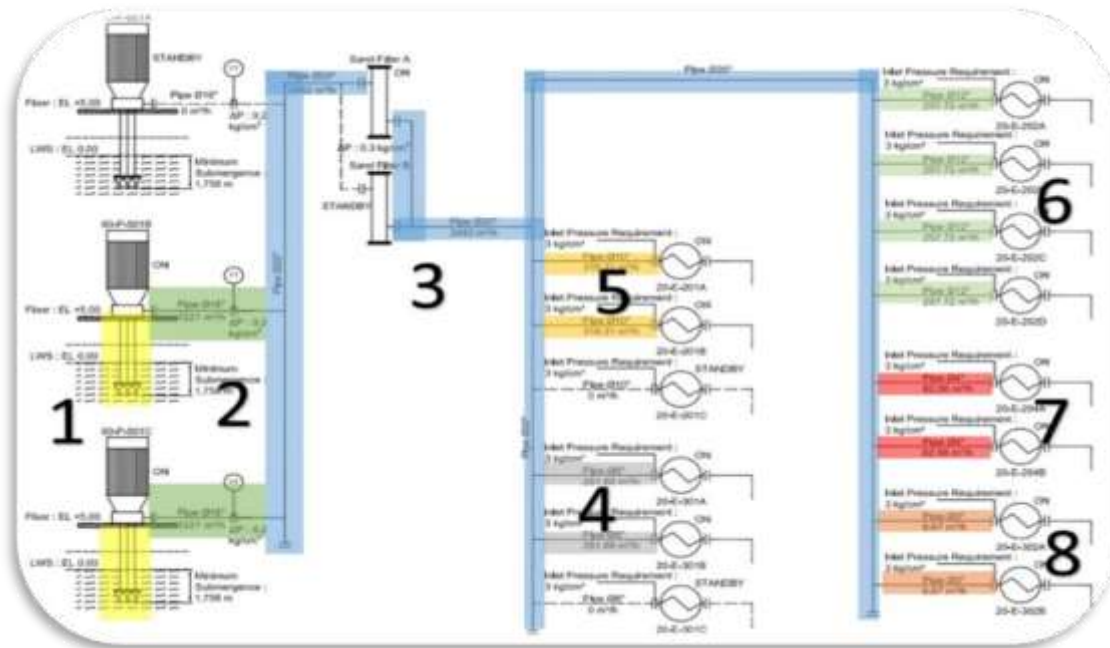
Gambar 6. Tampilan mode input pada software Caesar II

Diagram Alir



Gambar 7. Diagram alir perancangan sistem *sea water intake*

Desain Perancangan Sistem Sea Water Intake



Gambar 8. Desain *flow* perancangan sistem sea water intake

Perancangan dan Perhitungan

Kebutuhan Alat Penukar Kalor (Heater dan Condenser)

Dalam perhitungan parameter-parameter alat penukar kalor yang akan mengkondisikan temperatur fluida produk dengan memanfaatkan suhu air laut maka ditentukan berdasarkan beberapa kondisi kondisi sebagai berikut:

- 1) Penentuan tipe aliran heat exchanger.
- 2) Penentuan basis desain data berdasarkan kebutuhan proses antara lain:
 - a. Kondisi fluida sisi panas.
 - b. Properties rata-rata fluida sisi panas..
 - c. Kondisi fluida sisi dingin
 - d. Properties rata-rata fluida sisi dingin.
- 3) Perhitungan kalor yang dipindahkan dan laju aliran fluida pendingin yang diperlukan.
- 4) Perhitungan LMTD (log mean temperature difference).

- Propane BOG condenser (20-E-201A/B/C)

Tipe aliran heat exchanger: counter current

Penentuan basis desain data berdasarkan kebutuhan proses antara lain:

- a. Kondisi fluida sisi panas
 - Nama fluida sisi panas : propane
 - Kapasitas aliran per condenser (V_{hs}) : 352,14 m³/jam
 - Densitas fluida (ρ) : 24,99 kg/m³
 - Laju alir massa per condenser (W_{hs}) :

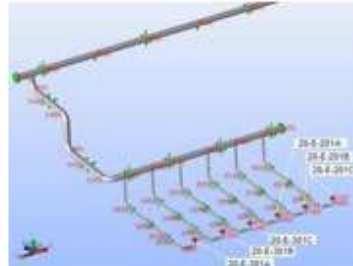
$$W_{hs} = V_{hs} \times \rho = 352,14 \text{ m}^3/\text{jam} \times 24,99 \text{ kg/m}^3 = 8800 \text{ kg/jam}$$
 - Kondisi inlet:
 - Temperatur inlet ($T_{hs, in}$) : 101,0 °C
 - Temperatur kondensasi ($T_{hs, cond1}$) : 33,55 °C
 - Temperatur rata-rata ($T_{hs, AVG1}$) :

$$T_{hs, AVG1} = (T_{hs, in} + T_{hs, cond1})/2 = (101,0 \text{ °C} + 33,55 \text{ °C})/2 = 67,28 \text{ °C}$$

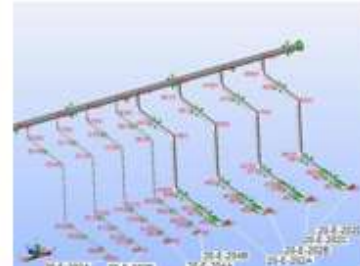
Hasil dan Pembahasan



Gambar 9. Tampilan model perpipaan area pompa menggunakan software Caesar II



Gambar 10. Tampilan model perpipaan area condensor menggunakan software Caesar II



Gambar 11. Tampilan model perpipaan area heater menggunakan software Caesar II

Dalam analisa yang terjadi pada sistem perpipaan dibuat 5 kasus parameter untuk menentukan titik dan lokasi yang akan menjadi penunjuk dampak dari desain modeling dan perhitungan yang sudah ditentukan, pada tabel 2 sebagai berikut.

Tabel 2. Tabel Kasus Pembebanan Sistem Perpipaan Pada Sea Water Intake

No	Load Case	Pengertian
L1	WW+HP	<i>Case hydrostatic testing</i>
L2	W+T1+P1	<i>Operation case pada kondisi desain</i>
L3	W+T2+P2	<i>Operation case pada kondisi operasi</i>
L4	W+P1	<i>Sustained case pada kondisi desain</i>
L5	W+P2	<i>Sustained case pada kondisi operasi</i>

Tabel 3. Hasil Simulasi Hidrostatik Test Pada Sistem Sea Water Intake

<i>Highest Stresses: (KPa) LOADCASE 1 (HYD) WW+HP</i>				
1	<i>Ratio (%)</i> :	91.4 %	@Node	1220
2	<i>Code Stress</i> :	36404.7	<i>Allowable Stress: 39835.4</i>	
3	<i>Axial Stress</i> :	22604.5	@Node	50
4	<i>Bending Stress</i> :	22525.5	@Node	60
5	<i>Torsion Stress</i> :	4113.8	@Node	70
6	<i>Hoop Stress</i> :	63141.4	@Node	2668
7	<i>Max Stress Intensity</i> :	48339.0	@Node	70

Pada tabel 3 diatas didapat informasi pada kasus pertama, yaitu *Hidrostatik test* sistem *sea water intake* dengan penjabaran hasil simulasi berupa:

1. *Ratio (%)*: 91.4 @Node 1220

Ratio ini adalah perbandingan antara tegangan yang dihitung dengan tegangan yang diizinkan, dinyatakan dalam persentase. Pada node 1220, rasio ini adalah 91.4%, yang berarti tegangan yang dihitung mendekati batas yang diizinkan.

2. *Code Stress*: 36404.7 Allowable Stress: 39835.4

Code Stress adalah tegangan yang dihitung berdasarkan kode desain yang berlaku (misalnya, ASME B31.3). Pada node 1220, tegangan kode adalah 36404.7 KPa. Dan Allowable Stress adalah tegangan maksimum yang diizinkan oleh kode desain, yaitu 39835.4 KPa.

3. *Axial Stress*: 22604.5 @Node 50

Axial Stress adalah tegangan yang bekerja sepanjang sumbu pipa. Pada node 50, tegangan aksial yang diukur adalah 22604.5 KPa.

4. *Bending Stress*: 22525.5 @Node 60

Bending Stress adalah tegangan yang dihasilkan oleh momen lentur pada pipa. Pada node 60, tegangan lentur adalah 22525.5 KPa.

5. *Torsion Stress*: 4113.8 @Node 70
Torsion Stress adalah tegangan yang disebabkan oleh momen puntir pada pipa. Pada node 70, tegangan puntir adalah 4113.8 KPa.
6. *Hoop Stress*: 63141.4 @Node 2668
Hoop Stress adalah tegangan yang bekerja melingkar di sekitar dinding pipa akibat tekanan internal. Pada node 2668, tegangan hoop adalah 63141.4 KPa.
7. *Max Stress Intensity*: 48339.0 @Node 70
Max Stress Intensity adalah intensitas tegangan maksimum yang terjadi pada node tertentu. Pada node 70, intensitas tegangan maksimum adalah 48339.0 KPa.

Tabel 4. Hasil Simulasi Kondisi Desain Pada Sistem Sea Water Intake

<i>Highest Stresses: (KPa) LOADCASE 2 (OPE) W+T1+P1</i>				
1	<i>Ratio (%)</i> :	84.5	@Node	1220
2	<i>OPE Stress</i> :	28938.2	<i>Allowable Stress: 34235.3</i>	
3	<i>Axial Stress</i> :	15069.7	@Node	50
4	<i>Bending Stress</i> :	24979.0	@Node	2668
5	<i>Torsion Stress</i> :	4213.9	@Node	3500
6	<i>Hoop Stress</i> :	57316.3	@Node	2668
7	<i>Max Stress Intensity</i>:	40810.2	@Node	2668

Tabel 5. Hasil Simulasi Kondisi Operasi Pada Sistem Sea Water Intake

<i>Highest Stresses: (KPa) LOADCASE 3 (OPE) W+T2+P2</i>				
1	<i>Ratio (%)</i> :	79.1	@Node	1220
2	<i>OPE Stress</i> :	25957.5	<i>Allowable Stress: :32807.1</i>	
3	<i>Axial Stress</i> :	12100.9	@Node	50
4	<i>Bending Stress</i> :	22539.3	@Node	60
5	<i>Torsion Stress</i> :	4116.3	@Node	70
6	<i>Hoop Stress</i> :	39544.9	@Node	2480
7	<i>Max Stress Intensity</i>:	33132.0	@Node	60

Tabel 6. Hasil Simulasi Kondisi Desain Susut Pada Sistem Sea Water Intake

<i>Highest Stresses: (KPa) LOADCASE 4 (SUS) W+P1</i>				
1	<i>Ratio (%)</i> :	99.6	@Node	1220
2	<i>Code Stress</i> :	28924.2	<i>Allowable Stress: :29029.6</i>	
3	<i>Axial Stress</i> :	12100.9	@Node	50
4	<i>Bending Stress</i> :	22539.3	@Node	60
5	<i>Torsion Stress</i> :	4116.3	@Node	70
6	<i>Hoop Stress</i> :	45258.2	@Node	2480
7	<i>Max Stress Intensity</i>:	35922.1	@Node	60

Tabel 7. Hasil Simulasi Kondisi Operasi Susut Pada Sistem Sea Water Intake

<i>Highest Stresses: (KPa) LOADCASE 5 (SUS) W+P2</i>				
1	<i>Ratio (%)</i> :	94.0	@Node	1220
2	<i>Code Stress</i> :	25956.4	<i>Allowable Stress: :27602.9</i>	
3	<i>Axial Stress</i> :	12100.9	@Node	50
4	<i>Bending Stress</i> :	22539.3	@Node	60
5	<i>Torsion Stress</i> :	4116.3	@Node	70
6	<i>Hoop Stress</i> :	38973.1	@Node	2480
7	<i>Max Stress Intensity</i>:	33132.0	@Node	60

Kesimpulan

Dari penulisan tugas akhir diatas didapat beberapa hasil kesimpulan sebagai berikut:

1. Menghitung kebutuhan kapasitas air laut untuk alat penukar kalor berdasarkan kebutuhan pada masing masing alat penukar kalor serta mendapatkan nilai LMTD (*Logarithmic mean temperature difference*) sebagai berikut:
 - *Propane BOG condenser* : 318,31m³/jam & 21,05 °C
 - *Butane BOG condenser* : 281,86m³/jam & 13,53 °C
 - *Propane heater untuk truck filling* : 62,56 m³/jam & 38,76 °C
 - *Butane heater untuk truck filling* : 8,67 m³/jam & 21,80 °C
 - *Propane heater backloading* : 257,72 m³/jam & 38,73 °C
2. Menghitung *properties* pompa air laut berdasarkan parameter proses dan menghasilkan nilai sebagai berikut:
 - Tipe pompa : *Vertical pump*
 - Kapasitas pompa : 1221 m³/jam
 - NPSHA pompa : 11,11 m liq. (minimum)
 - Tekanan keluar pompa : 7,30 bar
 - Daya hidrolic pompa : 206,68 kW
3. Menghitung kebutuhan ketebalan pipa FRP/GRE yang telah memperhitungkan segala aspek desain dan mempertimbangkan berapa rekomendasi penambahan ketebalan dari pipa *manufacturer* sebagai berikut:
 - Pipa diameter 3 inch : 4,52mm
 - Pipa diameter 4 inch : 4,72mm
 - Pipa diameter 8 inch : 5,63mm
 - Pipa diameter 10 inch : 6,09mm
 - Pipa diameter 12 inch : 6,55mm
 - Pipa diameter 16 inch : 7,29mm
 - Pipa diameter 20 inch : 8,29mm
4. Hasil analisa *stress* pada sistem perpipaan menggunakan *software* Caesar II memberikan informasi bahwa sistem perpipaan yang dibuat dengan memasukkan semua parameter yang telah dihitung sebelumnya dan diolah secara *numeric* pada *software* dapatkan hasil bahwa sistem perpipaan tersebut aman dari *over stress* untuk berbagai simulasi pembebanan.

Daftar Pustaka

- [1] Fan, S., Wang, Y., Wang, Y., Lang, X., & Wang, S. (2021). Energy Conversion and Management. Design and optimization of offshore ship-based natural gas storage technologies in the south china sea, 239.
- [2] Herrera, J., Siera, S., & Ibeas, A. (2021). Marine Science and Engineering. Ocean Thermal Energy Conversion and Other Uses of Deep Sea Water : A Review, 356.
- [3] Rubio, D. T. (2023). Cooling Water for pre-commissioning Operations in Subsea Fields. Stavanger: Faculty of Science and Technology.
- [4] Gunoz, A., Kepir, Y., & Kara, M. (2020). Tensile Strength Alteration of GFRP Composite Pipes Under Seawater-Dominated Conditions. Journal of Failure Analysis and Prevention, 1426-1430.
- [5] D.E. Winterbone. (1997). *Advanced thermodynamics for engineers*. [Online]. Tersedia di: www.knovel.com [6 Jan. 2011].