



TUGAS AKHIR - ME 141501

**DESAIN MODIFIKASI SISTEM PEMBANGKIT *OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION (OTEC)* DENGAN *WORKING FLUID PRE-HEATER* MENGGUNAKAN AMMONIA ( $\text{NH}_3$ ) DAN REFRIGERAN R-32.**

Abyan Faris Putranto  
NRP 0421 14 4000 0095

**Dosen Pembimbing**  
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

**Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



---

FINAL PROJECT - ME 141501

**MODIFICATION DESIGN OF OCEAN THERMAL ENERGY  
CONVERSION (OTEC) POWER PLANT WITH WORKING FLUID  
PRE-HEATER USING AMMONIA (NH<sub>3</sub>) AND REFRIGERANT R-32.**

Abyan Faris Putranto  
NRP 0421 14 4000 0095

**Supervisors**

Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

**Departement of Marine Engineering  
Faculty of Marine Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018**

*This page is intentionally left blank*

## LEMBAR PENGESAHAN

### **DESAIN MODIFIKASI SISTEM PEMBANGKIT *OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION (OTEC)* DENGAN *WORKING FLUID PRE-HEATER* MENGGUNAKAN AMMONIA ( $\text{NH}_3$ ) DAN REFRIGERAN R-32.**

#### **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi *Marine Fluid Machinery and System* (MMS)  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

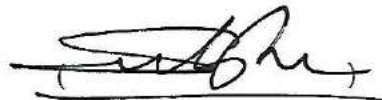
Oleh:

**ABYAN FARIS PUTRANTO**

NRP 0421 14 4000 0095

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
NIP 1975 1006 2002 12 1003
2. Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.  
NIP 1992 2017 11048



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LEMBAR PENGESAHAN

### DESAIN MODIFIKASI SISTEM PEMBANGKIT *OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION (OTEC)* DENGAN *WORKING FLUID PRE-HEATER* MENGGUNAKAN AMMONIA ( $\text{NH}_3$ ) DAN REFRIGERAN R-32.

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi *Marine Fluid Machinery and System* (MMS)  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**ABYAN FARIS PUTRANTO**

NRP 0421 14 4000 0095

Disetujui oleh Kepala Departemen  
Teknik Sistem Perkapalan:



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

NRP. 197708022008011007

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini menyatakan dengan sebenarnya bahwa:

*"Pada laporan tugas akhir yang saya susun ini, tidak terdapat tindakan plagiarisme dan menyatakan dengan sukarela bahwa semua data, konsep rancangan, bahan tulisan, dan materi yang ada di laporan tersebut merupakan milik Laboratorium Marine Machinery and System (MMS) di Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS yang merupakan hasil studi penelitian dan berhak dipergunakan untuk pelaksanaan kegiatan-kegiatan penelitian lanjutan serta pengembangannya."*

Nama : Abyan Faris Putranto  
NRP : 04211440000095  
Judul Tugas Akhir : Desain Modifikasi Sistem Pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)* dengan *Working Fluid Pre-heater* Menggunakan Ammonia ( $\text{NH}_3$ ) dan Refrigeran R-32.  
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas : Fakultas Teknologi Kelautan

Apabila di kemudian hari terbukti terdapat tindakan plagiarisme, maka saya akan bertanggung jawab sepenuhnya dan menerima sanksi yang diberikan oleh ITS sesuai dengan ketentuan yang berlaku

Surabaya, 26 Juli 2018  
Pembuat Pernyataan



Abyan Faris Putranto  
NRP 04211440000095

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **DESAIN MODIFIKASI SISTEM PEMBANGKIT *OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION (OTEC)* DENGAN *WORKING FLUID PRE-HEATER* MENGGUNAKAN AMMONIA (NH<sub>3</sub>) DAN REFRIGERAN R-32.**

**Nama Mahasiswa** : **Abyan Faris Putranto**  
**NRP** : **0421144000095**  
**Departemen** : **Teknik Sistem Perkapalan**  
**Dosen Pembimbing** :  
**1. Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.**  
**2. Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.**

## **ABSTRAK**

Wilayah laut Indonesia umumnya memiliki perbedaan suhu air laut permukaan dan laut dalam yang sangat tinggi. Dari fakta tersebut, pada daerah antara 6–9° lintang selatan dan 105–110° bujur timur, wilayah laut dengan jarak kurang dari 20 km dari pantai didapatkan perbedaan suhu permukaan dan kedalaman laut (1.000 m) sebesar 23°C. Setelah diteliti, ternyata potensi perbedaan panas laut ini dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan energi listrik dengan konsep yang dikembangkan berdasarkan sistem pembangkit siklus *rankine*, sistem pembangkit listrik ini kemudian disebut dengan *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)*. Penelitian ini bertujuan untuk menghasilkan modifikasi desain siklus uap tertutup *OTEC* dengan penambahan *working fluid pre-heater*, serta mendapatkan fluida kerja terbaik dan optimal untuk sistem pembangkit *OTEC* siklus tertutup. Simulasi dilakukan menggunakan *software* sistem energi. Selain simulasi, contoh perhitungan manual juga diperlukan untuk validasi. Hasil simulasi desain sistem pembangkit *OTEC* normal pada kedua fluida kerja menghasilkan daya terbesar pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2,5 dengan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 6,2 MW untuk fluida kerja ammonia dan 5,8 MW untuk fluida kerja R-32. Sedangkan hasil simulasi desain modifikasi sistem pembangkit *OTEC* dengan *working fluid pre-heater* pada kedua fluida kerja menghasilkan daya terbesar juga pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2,5 dengan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 7 MW untuk fluida kerja ammonia dan 6,5 MW untuk fluida kerja R-32. Data tersebut mengindikasikan bahwa desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater* dapat meningkatkan daya yang dihasilkan turbin kurang lebih sebesar 11-14 % dari *design point* pada desain *OTEC* normal. Data juga menunjukkan bahwa fluida kerja ammonia dapat menghasilkan daya 1-1,3 % lebih besar dibandingkan refrigeran R-32.

**Kata Kunci** : ***Ocean Thermal Energy Conversion, Working Fluid Pre-heater, Ammonia, Refrigeran R-32.***

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# MODIFICATION DESIGN OF OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION (OTEC) POWER PLANT SYSTEM WITH WORKING FLUID PRE-HEATER USING AMMONIA (NH<sub>3</sub>) AND REFRIGERANT R-32.

**Student Name** : Abyan Faris Putranto  
**NRP** : 04211440000095  
**Departement** : Marine Engineering  
**Supervisors** :  
**1. Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.**  
**2. Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.**

## ABSTRACT

*Indonesia's sea areas generally have very high surface and deep ocean temperatures difference. From these facts, in the area between 6-9 ° south latitude and 105-110 ° east longitude, the sea area less than 20 km from the coast has a temperature difference in surface and deep ocean water (1,000 m) of 23 °C. From the past research, the potential difference of sea heat can be utilized to generate electricity with a concept developed based on rankine cycle generation system, this power plant system is then called Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC). The research purpose is to design the modification system of closed-loop OTEC with the addition of working fluid pre-heater and obtaining the best and optimal working fluid for the closed cycle OTEC system plant. The simulation using energy system software. Beside simulations, manual calculation examples are also required for validation. The simulation results of normal system design of OTEC power plant on both working fluids resulted in the highest power at the ratio of  $\dot{m}_{ww} / \dot{m}_{cw}$  2.5 with  $\dot{W}_{net}$  of 6.2 MW for the ammonia and 5.8 MW for the R-32 refrigerant. While simulation results of modification design of OTEC with working fluid pre-heater on both working fluids resulted in the highest power also at the ratio  $\dot{m}_{ww} / \dot{m}_{cw}$  2.5 with  $\dot{W}_{net}$  of 7 MW for ammonia and 6.5 MW for the R-32 refrigerant. These data indicate that modification design with working fluid pre-heater can increase turbine power by about 11-14% from design point in normal OTEC design. The data also showed that the ammonia working fluid can produce 1-1.3% higher power than the R-32 refrigerant.*

**Keywords : Ocean Thermal Energy Conversion, Working Fluid Pre-heater, Ammonia, R-32 Refrigerant.**

*This page is intentionally left blank*

## KATA PENGANTAR

Bismillahirrahmanirrohim. Puji dan syukur penulis ucapkan Allah SWT, karena dengan rahmat, berkat dan karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir sebagai salah satu persyaratan kelulusan program strata satu teknik di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan baik, lancar dan tepat waktu.

Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan penelitian ini. Penulis terutama berterima kasih kepada:

1. Kedua orang tua, adik-adik, dan keluarga besar penulis yang senantiasa memberikan segala macam dukungan dan do'a selama penulis kuliah;
2. Bapak Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, S.T, M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS;
3. Bapak Sutopo Purwono Fitri S.T., M.Eng, Ph.D., selaku dosen pembimbing satu yang telah membimbing penulis dari awal hingga tahap akhir penulisan laporan penelitian agar penulis berada di jalur yang tepat;
4. Bapak Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T. sebagai dosen pembimbing dua yang juga terus membimbing dan menegingatkan penulis agar benar-benar memperhatikan hal utama sampai hal terkecil dalam penelitian;
5. Bapak Dr. Eng Trika Pitana, S.T., M.Sc. selaku dosen wali penulis selama belajar di Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS, yang selama masa perkuliahan selalu memberikan arahan dalam penentuan mata kuliah yang diambil;
6. Bapak Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil. selaku Kepala Laboratorium Mesin Fluida dan Sistem yang telah memberikan fasilitas dalam laboratorium kepada mahasiswa untuk belajar dan mengerjakan tugas akhir;
7. Para *founder* dan pengurus Yayasan Karya Salemba Empat yang telah memberikan beasiswa kepada penulis selama 3 tahun;
8. Safira Chika Nurul Imania dan keluarga yang telah memberikan semangat, doa, saran, dan motivasi kepada penulis selama menjalani masa perkuliahan;
9. Zainul Rahmawan, Akbar Nadzif, Syamsul Bahri, Angga Putra, Darari Nur Amali, Rama Kurniawan, Firsta Agung, Shofi Al Khozi, Arif Fachruddin, Ahmad Bilal, Dhimas Abdi, Syahrul Eka, dan Nuril Fikri, kawan-kawan Rumah BME-F119 yang telah menemani dan memberikan semangat selama 3 tahun bersama-sama tinggal satu atap;
10. Afif, Azizah, Sulfia, Dinar, Firman, Salsa, Barok, Isom, Syauqi, Rayka, CeJe, Salvin, Udin, Rizal, Azis, Naufal, sebagai teman-teman Kabinet HIMASISKAL ASIK yang telah menemani perjalanan penulis dalam mengembangkan *softskill* selama perkuliahan;

11. Dannet Irsyad, Alfaatan Muhammad, Amelia Nurfitri, Linggar Rhodam, Ignatius Timothy, Faris Zulfar, yang telah memberikan bantuan tenaga dalam menjalankan Departemen KESMA HIMASISKAL saat penulis menjadi Ketua Departemen;
12. Muhammad Faisal Ridho yang telah banyak memberikan pelajaran dalam banyak hal dan membimbing penulis untuk selalu berada di jalan yang benar;
13. Revian Arief, Halimah Puspitasari, Monnika Indra, Nabilah Amirah yang telah banyak mengajari penulis selama belajar di DTSP FTK-ITS;
14. Hamzah Afif, Khafidz Hidayatulloh, Rizky Dwi Lestari, Monica Cinuradha A.S., dan Fadhilatul Maulidiyah yang telah memberikan dukungan sebagai sahabat penulis sejak SMA hingga saat ini;
15. Mas Hifnie Bilflash, mbak Mardiana Sekarsari, dan Raras Anggita yang sering menemani penulis *refreshing* dan jalan-jalan kuliner selama di Surabaya;
16. Teman-teman seperjuangan dan sepembimbingan Bapak Sutopo yang telah bersama-sama berjuang dan memberikan dukungan selama mengerjakan tugas akhir;
17. Teman-teman Laboratorium Mesin Fluida dan Sistem yang telah memberikan banyak dukungan selama menjadi mahasiswa tingkat akhir;
18. Pihak-pihak lain yang tidak bisa disebutkan satu persatu yang telah membantu penulis.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini terdapat banyak kendala dan keterbatasan ilmu pengetahuan serta wawasan penulis menjadikan tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu, saran dan kritik yang membangun sangat diharapkan demi penulisan yang lebih baik di kemudian hari. Penulis juga memohon maaf apabila dalam proses pengerjaan tugas akhir ini terdapat banyak kesalahan yang disengaja maupun tidak disengaja. Besar harapan penulis, bahwasannya tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis secara khusus, pembaca, serta nusa dan bangsa. Terima kasih.

Surabaya, Juni 2018

Penulis



## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	v
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME .....	ix
ABSTRAK .....	xi
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI .....	xvii
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
DAFTAR SIMBOL .....	xxiii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1.Latar Belakang.....	1
1.2.Rumusan Masalah .....	3
1.3.Batasan Masalah .....	3
1.4.Tujuan Penelitian.....	3
1.5.Manfaat Penelitian .....	4
BAB II DASAR TEORI .....	5
2.1.Prinsip Kerja Pembangkit <i>Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)</i> .....	5
2.1.1. <i>OTEC</i> Siklus Terbuka ( <i>Open Cycle</i> ) .....	5
2.1.2. <i>OTEC</i> Siklus Tertutup ( <i>Closed Cycle</i> ).....	6
2.1.3. <i>OTEC</i> Siklus Gabungan ( <i>Hybrid Cycle</i> ) .....	10
2.2. <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	11
2.3.Fluida Kerja ( <i>Working Fluid</i> ) .....	12
2.3.1. Ammonia (NH <sub>3</sub> ) .....	12
2.3.2. Refrigeran R-32.....	12
2.4.Penelitian Sebelumnya Tentang <i>OTEC</i> .....	13
2.4.1. <i>Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali</i> .....	13
2.4.2. <i>Thermal Power Plant Efficiency Enhancement with Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)</i> .....	15
2.4.3. <i>Performance Analysis of a Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System with Solar Preheating and Superheating</i> .....	16
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	19
3.1.Identifikasi Masalah .....	21
3.2.Studi Literatur.....	21
3.3.Pengumpulan Data .....	21
3.4.Studi Empiris.....	21
3.5.Permodelan Sistem .....	22
3.6.Simulasi dan Perhitungan pada Sistem.....	22
3.7.Hasil dan Pembahasan.....	22
3.8.Kesimpulan dan Saran .....	22

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN.....	23
4.1. Penentuan Lokasi Penelitian Pembangkit <i>OTEC</i> Modifikasi.....	23
4.2. Sifat Fisik Perairan Bali Utara.....	24
4.3. Permodelan Sistem.....	27
4.4. Simulasi Modifikasi Sistem Pembangkit <i>OTEC</i> .....	28
4.4.1. <i>Parameter Set</i> Simulasi Software.....	28
4.4.2. Batasan Operasional Sistem.....	30
4.4.3. Simulasi Desain Sistem <i>OTEC</i> Normal.....	32
4.4.4. Simulasi Desain Modifikasi Sistem <i>OTEC</i> dengan <i>Working Fluid Pre-heater</i> .....	33
4.5. Perhitungan.....	35
4.5.1. Perhitungan Pompa Air Laut Hangat.....	35
4.5.2. Perhitungan Pompa Air Laut Dingin.....	41
4.5.3. Fluida Kerja Ammonia.....	46
4.5.4. Fluida Kerja Refrigeran R-32.....	49
4.6. Hasil Simulasi dan Validasi.....	52
4.6.1. Validasi Simulasi dengan Perhitungan.....	52
4.6.2. Hasil Simulasi Desain Normal.....	54
4.6.3. Hasil Simulasi Desain Modifikasi.....	57
4.6.4. Pengaruh Desain Modifikasi dengan <i>Working Fluid Pre-heater</i> .....	59
4.6.5. Perbandingan Fluida Kerja Ammonia dan Refrigeran R-32.....	60
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	63
5.1. Kesimpulan.....	63
5.2. Saran.....	63
DAFTAR PUSTAKA.....	65
LAMPIRAN.....	67
PROFIL PENULIS.....	95

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 1.1.</b> Peta Persebaran Panas Laut.....	1
<b>Gambar 1.2.</b> <i>Ocean Thermal Energy Conversion</i> di Hawaii .....	2
<b>Gambar 2.1.</b> Skema OTEC Siklus Terbuka.....	5
<b>Gambar 2.2.</b> Skema OTEC Siklus Tertutup.....	6
<b>Gambar 2.3.</b> T-s Diagram OTEC Siklus Tertutup .....	7
<b>Gambar 2.4.</b> Skema OTEC Siklus Gabungan.....	10
<b>Gambar 2.5.</b> Skema <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	11
<b>Gambar 2.6.</b> Grafik Temperatur vs Kedalaman Air Laut.....	14
<b>Gambar 2.7.</b> <i>Hybrid Plant OTEC and Coal-Fired Power Plant</i> .....	15
<b>Gambar 2.8.</b> Gambar Skematik OTEC dengan <i>Surface Sea Water Preheating</i> ....	18
<b>Gambar 2.9.</b> Gambar Skematik OTEC dengan <i>Working Fluid Superheating</i> .....	18
<b>Gambar 3.1.</b> <i>Flowchart</i> Penelitian (1).....	19
<b>Gambar 3.2.</b> <i>Flowchart</i> Penelitian (2).....	20
<b>Gambar 4.1.</b> Lokasi Penempatan OTEC Power Plant.....	23
<b>Gambar 4.2.</b> Kontur Kedalaman Laut Lokasi OTEC .....	24
<b>Gambar 4.3.</b> <i>Main Menu Global Marine Argo Atlas</i> .....	26
<b>Gambar 4.4.</b> Grafik Suhu Air Laut pada Kedalaman hingga 1000 m.....	27
<b>Gambar 4.5.</b> Diagram Skematik OTEC Pada Umumnya .....	27
<b>Gambar 4.6.</b> Diagram Skematik OTEC Modifikasi .....	28
<b>Gambar 4.7.</b> <i>Detailed Simulation of 10 MWe Plant</i> .....	29
<b>Gambar 4.8.</b> Tangga Temperatur OTEC .....	31
<b>Gambar 4.9.</b> Simulasi Desain Normal Fluida Kerja Ammonia .....	32
<b>Gambar 4.10.</b> Simulasi Desain Normal Fluida Kerja R-32.....	33
<b>Gambar 4.11.</b> Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja Ammonia 0,5.....	34
<b>Gambar 4.12.</b> Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja R-32 .....	34
<b>Gambar 4.13.</b> Detail Sistem Perpipa-an Air Laut Hangat .....	35
<b>Gambar 4.14.</b> Detail Sistem Perpipa-an Air Laut Dingin.....	41
<b>Gambar 4.15.</b> Diagram P-h Sistem OTEC.....	47
<b>Gambar 4.16.</b> Perbandingan Hasil Simulasi dan Perhitungan (Ammonia).....	53
<b>Gambar 4.17.</b> Perbandingan Hasil Simulasi dan Perhitungan (R-32).....	54
<b>Gambar 4.18.</b> Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja Ammonia.....	55
<b>Gambar 4.19.</b> Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja R-32.....	56
<b>Gambar 4.20.</b> Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja Ammonia.....	57
<b>Gambar 4.21.</b> Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja R-32 .....	58
<b>Gambar 4.22.</b> Perbandingan Desain Normal dan Modifikasi (Ammonia) .....	59
<b>Gambar 4.23.</b> Perbandingan Desain Normal dan Modifikasi (R-32) .....	60
<b>Gambar 4.24.</b> Perbandingan $\dot{W}_{net}$ Ammonia dan R-32 (Desain Normal).....	61
<b>Gambar 4.25.</b> Perbandingan $\dot{W}_{net}$ Ammonia dan R-32 (Desain Modifikasi).....	62

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1.</b> Proses Termodinamika OTEC Siklus Tertutup .....	7
<b>Tabel 2.2.</b> Sifat Fisik NH <sub>3</sub> .....	12
<b>Tabel 2.3.</b> Sifat Fisik R-32 .....	12
<b>Tabel 2.4.</b> Temperatur Air Laut Bali Bagian Utara.....	13
<b>Tabel 2.5.</b> Operasional Parameter Sistem Pembangkit.....	14
<b>Tabel 2.6.</b> Desain Parameter dengan <i>Solar Preheating and Superheating</i> .....	17
<b>Tabel 4.1.</b> Nilai (b) .....	25
<b>Tabel 4.2.</b> Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Bali Utara .....	25
<b>Tabel 4.3.</b> <i>Parameter Set For 10Mwe OTEC Plant</i> .....	29
<b>Tabel 4.4.</b> Parameter Set Simulasi.....	30
<b>Tabel 4.5.</b> Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa <i>Warm SW Sisi Suction</i> .....	38
<b>Tabel 4.6.</b> Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa <i>Warm SW Sisi Discharge</i> .....	39
<b>Tabel 4.7.</b> Variasi Laju Aliran Massa <i>Warm SW Terhadap Head Total</i> .....	40
<b>Tabel 4.8.</b> Variasi Laju Aliran Massa <i>Warm SW Terhadap Tenaga Pompa</i> .....	41
<b>Tabel 4.9.</b> Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa <i>Cold SW Sisi Suction</i> .....	44
<b>Tabel 4.10.</b> Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa <i>Cold SW Sisi Discharge</i> .....	46
<b>Tabel 4.11.</b> Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja Ammonia .....	55
<b>Tabel 4.12.</b> Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja R-32 .....	56
<b>Tabel 4.13.</b> Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja Ammonia .....	57
<b>Tabel 4.14.</b> Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja R-32 .....	58
<b>Tabel 4.15.</b> Perbandingan $\dot{W}_{net}$ Ammonia dan R-32 (Desain Normal).....	61
<b>Tabel 4.16.</b> Perbandingan $\dot{W}_{net}$ Ammonia dan R-32 (Desain Modifikasi) .....	62

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR SIMBOL

### Simbol Besaran

A	: Luas permukaan ( $m^2$ )
c	: <i>Specific heat</i> (kJ/kg.K)
D	: Diameter (m)
f	: <i>Friction factor</i> (tanpa satuan)
g	: Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )
H	: Head total pompa (m)
H <sub>p</sub>	: Head tekanan (m)
H <sub>v</sub>	: Head kecepatan (m)
H <sub>s</sub>	: Head statis (m)
H <sub>f</sub>	: Head loss major (m)
H <sub>l</sub>	: Head loss minor (m)
$\dot{W}$	: Daya dalam bentuk kerja mekanik (kW)
Y	: Berat jenis fluida ( $kN/m^3$ )
Q	: Kapasitas aliran/debit ( $m^3/s$ )
h	: Entalpi (kJ/kg)
L	: Panjang pipa (m)
$\dot{m}$	: Laju aliran massa (kg/s)
P	: Tekanan ( $kg/cm^2$ atau kPa atau mmH <sub>2</sub> O atau atm)
$\rho$	: Massa jenis fluida ( $kg/m^3$ )
v	: Kecepatan aliran (m/s)
q	: Laju perpindahan panas atau laju aliran energi (kW)
R <sub>n</sub>	: <i>Reynold number</i> (tanpa satuan)
S	: Entropi (kJ/kg.K)
T	: Temperatur ( $^{\circ}C$ atau K)
$\nu$	: Viskositas kinematik fluida ( $m^2/s$ )
$\eta$	: Efisiensi (tanpa satuan)
x	: Kualitas isentropik

### Simbol *Subscript*

c	: Kondenser
c <sub>w</sub>	: <i>Cold sea water</i> (Air laut dingin)
c <sub>p</sub>	: Pompa air laut dingin
discharge	: Sisi keluaran pompa
e	: Evaporator
f	: <i>Fluid</i>
fg	: <i>Fluid-Gas</i>

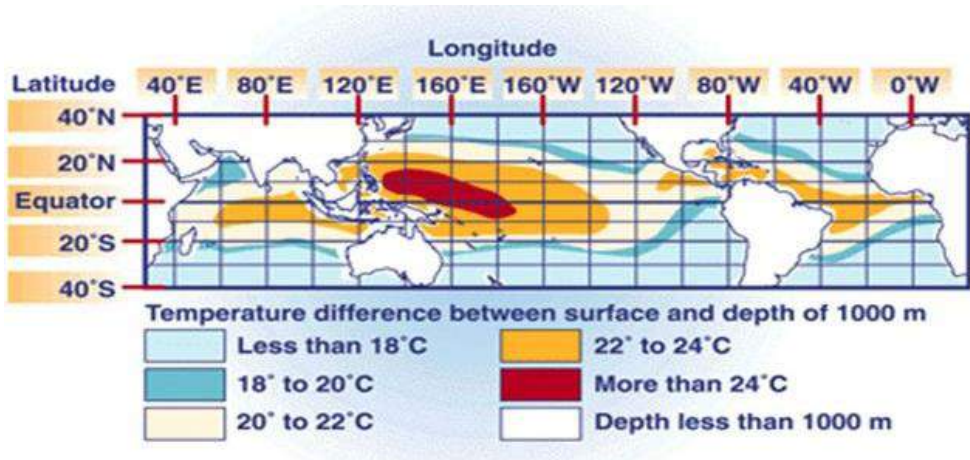
fp	: Pompa fluida kerja
G	: Generator
G	: Gas
net	: Neto
ph	: <i>Pre-heater</i>
suction	: Sisi isap pompa
T	: Turbin
wf	: <i>Working fluid</i> (Fluida kerja)
wp	: Pompa air laut hangat
ww	: <i>Warm sea water</i> (Air laut hangat)



# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1. Latar Belakang

Sebagai negara kepulauan, wilayah laut Indonesia umumnya memiliki perbedaan suhu air laut permukaan dan laut dalam yang sangat tinggi. Dari fakta tersebut, pada daerah antara 6–9° lintang selatan dan 105–110° bujur timur terdapat potensi energi panas laut yang baik. Di daerah tersebut pada jarak kurang dari 20 km dari pantai didapatkan perbedaan suhu permukaan dan kedalaman laut (1.000 m) sebesar 23°C. Sedangkan perbedaan suhu rata-rata tahunan permukaan dan kedalaman lautan (650 m) lebih tinggi dari 20°C (Balai Riset dan Observasi Kelautan, 2014).



**Gambar 1.1.** Peta Persebaran Panas Laut  
**Sumber :** (Balai Riset dan Observasi Kelautan, 2014)

Setelah diteliti, ternyata energi panas laut dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan energi listrik. Seorang ilmuwan Prancis bernama D'Arsonval memulai penelitian tentang penggunaan air laut permukaan (24–30°C) untuk menguapkan ammonia melalui evaporator yang kemudian dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin. Kemudian, air laut dingin (8–4°C) dari kedalaman 800 – 1000 meter digunakan untuk mengkondensasi uap jenuh ammonia melalui kondenser. Konsep yang dikembangkan berdasar atas sistem pembangkit siklus termodinamika *rankine cycle*. Sistem inilah yang kemudian dikembangkan dan disebut dengan *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)*.

Berdasarkan penelitian-penelitian sebelumnya, terdapat 3 macam *OTEC*, salah satunya adalah *OTEC* siklus tertutup. Pada *OTEC* siklus tertutup, terdapat beberapa modifikasi yang pernah diteliti oleh para ilmuwan. Pada penelitian ini, akan dilakukan modifikasi pada desain sistem *OTEC* siklus tertutup dengan penambahan *pre-heater* untuk fluida kerja. Fungsinya sama dengan *feed water heater* pada sistem turbin uap, yaitu agar pertukaran panas pada evaporator lebih optimal dan meningkatkan efisiensi termodinamika sistem.

Di sisi lain, ammonia merupakan fluida yang mudah terbakar. Oleh karena itu diperlukan alternatif fluida lain untuk menggantikan ammonia sebagai fluida kerja pada sistem *OTEC*. Pada penelitian ini akan digunakan refrigeran *R-32* sebagai fluida kerja untuk membandingkan masing-masing fluida kerja agar diperolehnya fluida yang memiliki performansi paling baik untuk mendapatkan efisiensi dan daya yang tinggi dalam sistem *OTEC* yang dikembangkan.



**Gambar 1.2.** *Ocean Thermal Energy Conversion* di Hawaii  
**Sumber :** Makai Ocean Engineering

## 1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam penelitian adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana memodifikasi desain sistem pembangkit *OTEC* siklus tertutup dengan penambahan *working fluid pre-heater* menggunakan aplikasi sistem energi?
2. Bagaimana pengaruh variasi laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin terhadap performa sistem?
3. Bagaimana pengaruh variasi fluida kerja (Ammonia dan Refrigeran R-32) pada perbandingan performa yang dihasilkan?

## 1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah dibuat agar lingkup penelitian ini lebih fokus, batasan yang akan dijadikan patokan adalah sebagai berikut:

1. Temperatur air laut hangat masuk evaporator ditentukan  $28^{\circ}\text{C}$ ,
2. Temperatur air laut dingin masuk kondenser ditentukan  $5^{\circ}\text{C}$ ,
3. Temperatur fluida kerja keluar evaporator ditentukan  $26,5^{\circ}\text{C}$ ,
4. Laju aliran massa air laut dingin ditentukan  $500 \text{ kg/s}$ ,
5. Laju aliran massa air laut hangat divariasikan dengan rasio (laju aliran massa air laut hangat/laju aliran massa air laut dingin)  $0,5 ; 1 ; 1,5 ; 2 ; 2,5$ ,
6. Air laut hangat dipompa pada kedalaman 10 meter,
7. Air laut dingin dipompa pada kedalaman 800 meter,
8. Aspek ekonomi tidak ditinjau,
9. Hanya menganalisa *OTEC* siklus tertutup,
10. Letak pembangkit *OTEC* ada di lepas pantai (*offshore*),
11. Sistem diasumsikan dalam kondisi aliran tunak (*steady state*),
12. Massa jenis air laut dianggap konstan.

## 1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menghasilkan modifikasi desain siklus uap tertutup *OTEC* dengan penambahan *working fluid pre-heater* menggunakan aplikasi *Cycle Tempo*,
2. Mendapatkan rasio laju aliran massa air laut hangat dan air laut yang dingin yang baik untuk performa sistem *OTEC* yang optimal,
3. Mendapatkan fluida kerja terbaik dan optimal untuk sistem pembangkit *OTEC* siklus tertutup.

### **1.5. Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menjadi sumber penelitian tentang pembangkit listrik yang memanfaatkan *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)* pada masa mendatang,
2. Mengembangkan suatu sistem pembangkit listrik yang ramah lingkungan untuk Indonesia,
3. Mengoptimalkan sistem pembangkit *OTEC* dengan menggunakan fluida kerja yang tepat,
4. Mengoptimalkan potensi energy panas laut di wilayah Indonesia untuk meningkatkan produksi listrik di Indonesia.

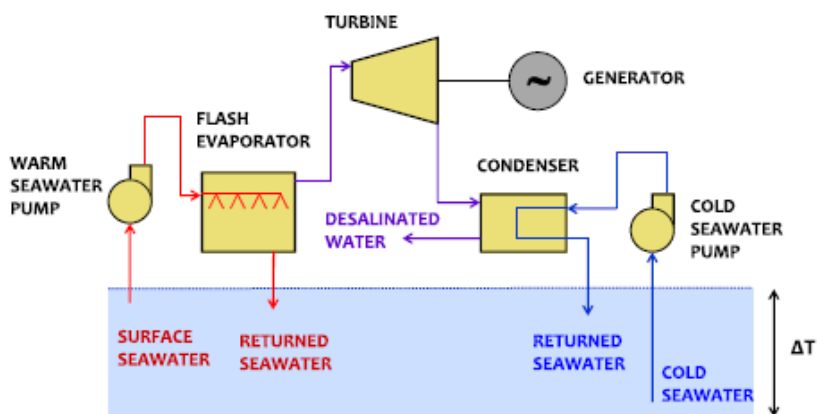
## BAB II DASAR TEORI

### 2.1. Prinsip Kerja Pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)*

Sistem pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion* didasari oleh siklus rankine yang mengkonversi energi panas yang tersimpan dalam air laut menjadi energi listrik. Prinsipnya hampir sama dengan pembangkit listrik tenaga uap (PLTU), yang paling membedakan adalah tekanan kerja dan fluida kerjanya. *OTEC* dapat digolongkan menjadi tiga kategori, yaitu siklus terbuka (*open cycle*), siklus tertutup (*closed cycle*), dan siklus gabungan (*hybrid cycle*). Berikut akan dibahas secara detail tentang komponen dan prinsip kerja sistem *OTEC* pada masing-masing kategori.

#### 2.1.1. *OTEC* Siklus Terbuka (*Open Cycle*)

*OTEC* siklus terbuka menggunakan air permukaan lautan tropis yang hangat untuk menghasilkan listrik. Ketika air laut hangat dialirkan pada *Flash Evaporator*, air laut mendidih dan menghasilkan uap. Uap bertekanan tinggi mendorong turbin bertekanan rendah yang dikopel dengan generator listrik. Uap yang telah kehilangan kandungan garam dan kontaminan lain karena evaporasi, adalah air tawar murni (*desalinated water*) dalam bentuk uap. Uap tersebut dikondensasi kembali menjadi cairan menggunakan suhu dingin dari air laut dalam (600-1000 m). Metode ini memiliki keuntungan menghasilkan air tawar, cocok untuk air minum atau irigasi. *OTEC* siklus terbuka dapat divisualisasikan pada **Gambar 2.1**.



**Gambar 2.1.** Skema *OTEC* Siklus Terbuka

**Sumber :** (Soto, 2013)

### 2.1.2. OTEC Siklus Tertutup (Closed Cycle)

OTEC siklus tertutup menggunakan prinsip *Organic Rankine Cycle* (ORC). Ammonia biasa digunakan dalam siklus ini karena memiliki titik didih yang relatif rendah dibandingkan dengan air laut sebagai fluida untuk mengevaporasi dan mengkondensasi pada *heat exchanger*. OTEC siklus tertutup memiliki beberapa tahapan seperti berikut :

1) Evaporator

Pada evaporator air laut bertemperatur hangat sekitar 26-30°C akan bertemu dengan ammonia atau fluida kerja lainnya. Terjadi perpindahan panas diantara kedua fluida yang menyebabkan ammonia terevaporasi menjadi uap bertekanan tinggi,

2) Turbin

Ammonia fasa uap bertekanan tinggi tersebut kemudian akan masuk ke turbin dan menggerakkan sudu-sudu dalam turbin,

3) Generator

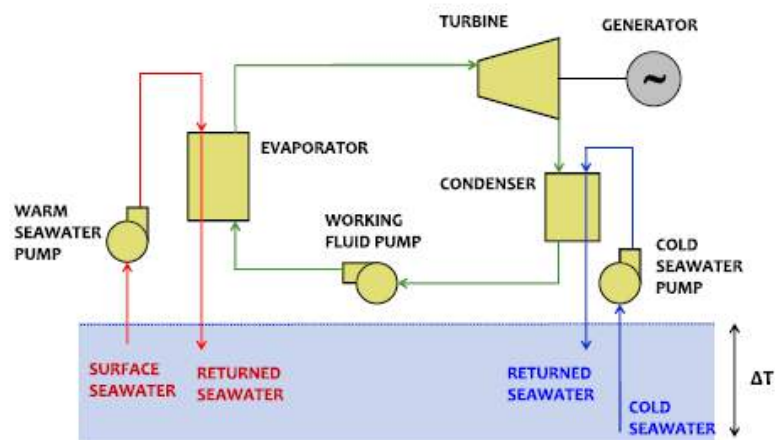
Energi mekanik dari dalam turbin kemudian akan diteruskan ke generator listrik dan dikonversi menjadi energi listrik.

4) Kondenser

Uap ammonia yang melewati turbin akan mengalami penurunan temperatur dan tekanan yang kemudian diteruskan memasuki kondenser. Pada kondenser akan terjadi perpindahan panas antara uap ammonia dengan air laut dingin sehingga terjadi kondensasi serta perubahan fasa ammonia menjadi cair jenuh,

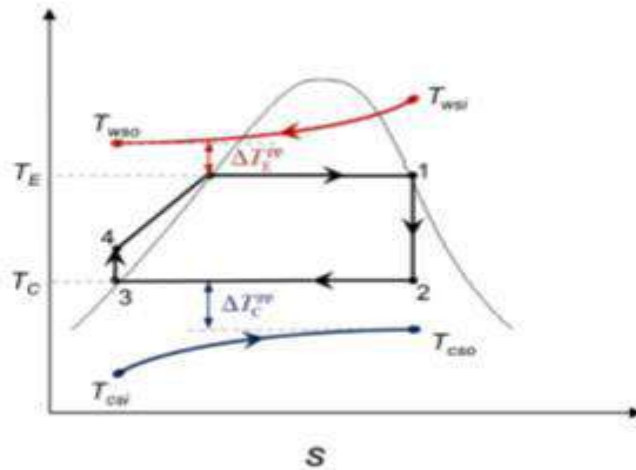
5) Pompa Fluida Kerja

Keluar dari kondenser ammonia akan dipompa pada tekanan tertentu menuju ke evaporator dan siklus terus berulang.



**Gambar 2.2.** Skema OTEC Siklus Tertutup

**Sumber :** (Soto, 2013)



**Gambar 2.3.** T-s Diagram OTEC Siklus Tertutup  
**Sumber :** (Aydin, 2013)

**Tabel 2.1.** Proses Termodinamika OTEC Siklus Tertutup

No	Proses
1	Uap ammonia memasuki turbin
2	Ammonia jenuh memasuki condenser
3	Ammonia cair memasuki pompa kerja
4	Ammonia keluar dari pompa dan masuk evaporator
T <sub>wsi</sub>	Air laut hangat masuk evaporator
T <sub>wso</sub>	Air laut hangat keluar evaporator
T <sub>csi</sub>	Air laut dingin masuk condenser
T <sub>cso</sub>	Air laut dingin keluar condenser

Analisa termodinamika dan perpindahan panas pada OTEC siklus tertutup adalah sebagai berikut:

1) *Heat Exchanger (Evaporator & Condenser)*

Pada evaporator, fluida kerja terevaporasi menjadi uap jenuh setelah menerima panas dari air laut hangat. Persamaan *energy balance* pada evaporator adalah sebagai berikut:

$$Q_e = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_4) = \dot{m}_{ws} c (T_{wsi} - T_{wso}) \quad (1)$$

Dengan asumsi bahwa air laut adalah *incompressible fluid*, maka panas yang ditambahkan pada evaporator sama dengan panas yang hilang oleh air laut hangat. *Overall heat transfer coefficient* dan *effective surface area* dari evaporator memiliki hubungan dengan laju perpindahan panas sesuai dengan rumusan berikut:

$$Q_e = U_e A_e \Delta T l m_e \quad (2)$$

Dimana  $\Delta T l m_e$  adalah *logarithmic mean temperature difference* yang melewati evaporator dan dapat ditulis seperti berikut:

$$\Delta T l m_e = \frac{(T_{wsi} - T_e) - (T_{wso} - T_e)}{\ln \frac{(T_{wsi} - T_e)}{(T_{wso} - T_e)}} \quad (3)$$

dan *effective thermal conductance*  $U_e A_e$  dapat dituliskan seperti berikut:

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_{wf} A_e} + \frac{1}{h_{ws} A_e} \quad (4)$$

Persamaan kesetimbangan energi dari kondenser pada dasarnya sama dengan evaporator dan dapat dituliskan seperti berikut:

$$Q_c = \dot{m}_{wf} (h_2 - h_3) = \dot{m}_{cs} c (T_{cso} - T_{wsi}) \quad (5)$$

Sedangkan nilai *effective thermal conductance* dari kondenser hubungannya dengan laju perpindahan panas adalah:

$$Q_c = U_c A_c \Delta T l m_c \quad (6)$$

Dimana  $\Delta T l m_c$  adalah *logarithmic mean temperature difference* yang melewati kondenser dan dapat dituliskan seperti berikut:

$$\Delta T l m_c = \frac{(T_c - T_{csi}) - (T_c - T_{cso})}{\ln \frac{(T_c - T_{csi})}{(T_c - T_{cso})}} \quad (7)$$

*Effective thermal conductance* pada kondenser dapat ditentukan dengan rumusan berikut:

$$\frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{h_{wf} A_c} + \frac{1}{h_{ws} A_c} \quad (8)$$



## 2) Pompa

Setelah dikondensasi, fluida kerja kemudian akan dipompa menuju evaporator. Keseimbangan energi pada pompa dapat dituliskan seperti berikut:

$$W = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) \quad (9)$$

Perubahan *enthalpy* pada pompa dapat dihitung dengan persamaan:

$$h_4 - h_3 = v_4(P_4 - P_3) \quad (10)$$

dengan asumsi bahwa kenaikan temperatur pada pompa relatif kecil sehingga dapat diabaikan, serta volume spesifik tetap sama setelah melewati pompa  $v_3 \approx v_4$ . Fluida kerja akan dipompa mencapai tekanan evaporasi. Kerja pompa dihitung dengan persamaan berikut:

$$W = \frac{\dot{m}_{wf} \cdot v_4 (P_4 - P_3)}{\eta_{pwf}} \quad (11)$$

Dimana  $\eta_{pwf}$  adalah efisiensi dari pompa fluida kerja.

## 3) Turbin

Fluida kerja yang terevaporasi akan menggerakkan dan memutar sudu-sudu pada turbin dan mengalami proses *adiabatik*. Tekanan uap pada keluaran turbin memiliki nilai yang sama dengan tekanan jenuh pada temperatur kondensasi. Tenaga keluaran dari turbin dihubungkan dengan generator. Tenaga yang dihasilkan dapat ditulis seperti berikut:

$$W_t = \dot{m}_{wf} \eta_t \eta_g (h_1 - h_{2s}) \quad (12)$$

Dimana  $h_{2s}$  adalah isentropik *enthalpy* pada keluaran turbin dan dapat dihitung menggunakan:

$$h_{2s} = h_{2f} + x_{2s} h_{2fg} \quad (13)$$

dimana  $h_{2f}$  dan  $h_{2fg}$  adalah *enthalpy* cair jenuh dan *enthalpy* dari evaporasi pada  $P_2$ . Kualitas isentropik  $x_{2s}$  dapat dituliskan:

$$x_{2s} = \frac{(s_1 - s_{2f})}{s_{2fg}} \quad (14)$$

## 4) Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah perbandingan antara kerja netto dengan energi panas yang masuk kedalam evaporator. Kerja netto diperoleh dari selisih antara daya turbin dan daya pompa pada sistem. Dari penjelasan diatas dapat dirumuskan suatu persamaan sebagai berikut:

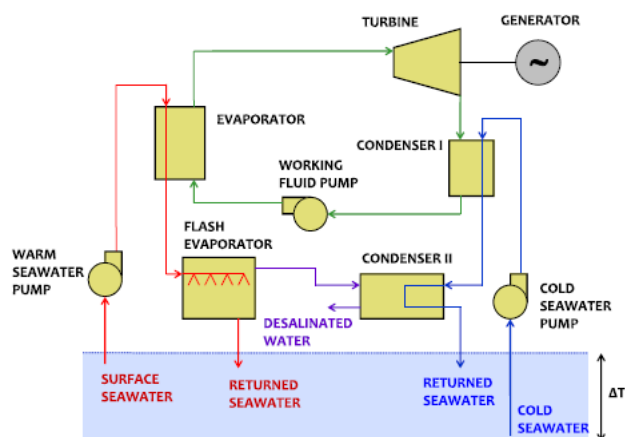
$$W_{netto} = W_t - W_p \quad (15)$$

$$\eta = \frac{W_{netto}}{Q_{in}} \quad (16)$$

$$\eta = \frac{W_t - W_p}{Q_{in}} \quad (17)$$

### 2.1.3. OTEC Siklus Gabungan (Hybrid Cycle)

*Hybrid cycle* merupakan gabungan dari OTEC siklus tertutup dan OTEC siklus terbuka. Pada hybrid cycle air laut hangat akan masuk dalam *vacuum chamber* (ruang vakum) dan kemudian akan mengalami penurunan tekanan pada *flash evaporator*. Seperti pada siklus terbuka, air laut kemudian akan terpisah menjadi dua fasa yaitu uap jenuh dan cair jenuh. Uap jenuh dari air laut akan dimanfaatkan untuk memanaskan ammonia menjadi uap dan kemudian akan dikondensasikan kembali menjadi air desalinasi. Sedangkan uap ammonia akan menuju turbin untuk menggerakkan sudu-sudu pada turbin yang kemudian dikonversi menjadi energi listrik oleh generator listrik.



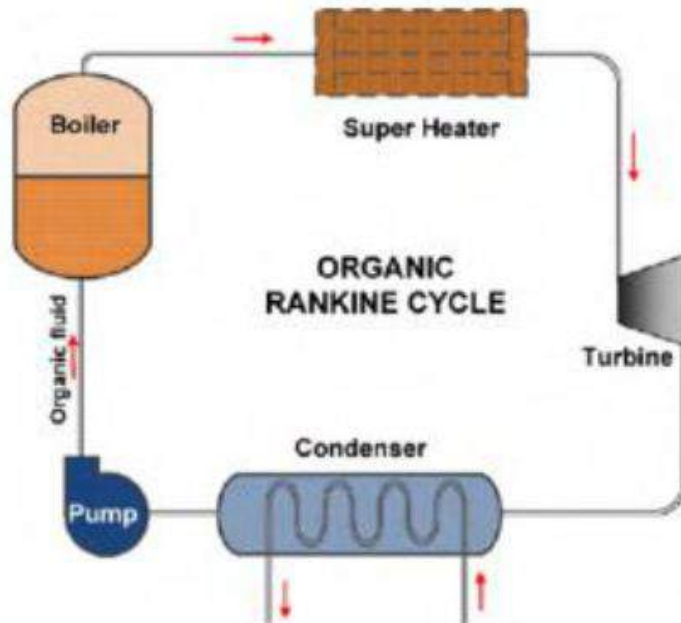
**Gambar 2.4.** Skema OTEC Siklus Gabungan

**Sumber :** (Soto, 2013)

## 2.2. Organic Rankine Cycle

Berbeda dengan *Rankine Cycle* pada umumnya, *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida kerja organik, seperti *chlorofluorocarbon*, *hydrofluorocarbon*, *hydrocarbon*, *fluorocarbon*, *silicon oil*, dan *refrigerant*. Pemilihan dari fluida kerja sangat menentukan performansi sistem pembangkit. Teknologi ini menunjukkan sejumlah keunggulan dibandingkan siklus uap Rankine tradisional. Meskipun efisiensi lebih rendah. Optimalisasi ORC cukup berbeda dari siklus uap, terutama karena keterbatasan suhu sumber panas, dan karena biasanya tidak ada kendala mengenai kualitas uap pada akhir ekspansi.

*Organic Rankine Cycle* (ORC) mempunyai prinsip kerja yang sama dengan *rankine cycle*. Fluida Kerja akan dipompa menuju *boiler* sehingga mengalami evaporasi. Fluida kerja yang ter-evaporasi akan berubah fasa menjadi uap bertekanan tinggi yang kemudian akan melewati turbin untuk membangkitkan generator listrik. Kemudian uap yang melewati turbin akan masuk menuju kondenser dan berubah fasa menjadi cair jenuh. Fluida kerja berupa cair jenuh kemudian akan dipompa menuju ke *boiler* dan siklus berulang.



**Gambar 2.5.** Skema *Organic Rankine Cycle*

**Sumber :** (Aydin, 2013)

### 2.3. Fluida Kerja (*Working Fluid*)

Fluida kerja *OTEC* sangat menentukan hasil kerja dari suatu sistem pembangkit. Fluida kerja yang dipilih harus memenuhi sifat-sifat yang sesuai dengan batasan fisik dan lingkungan yang ada serta memenuhi batasan minimum penguapan pada evaporator. Pada penelitian ini akan digunakan fluida kerja dengan karakteristik tekanan dan titik didih yang rendah seperti ammonia dan refrigeran R-32 sebagai fluida kerja utama pada sistem.

#### 2.3.1. Ammonia (NH<sub>3</sub>)

Ammonia tersusun atas gas nitrogen dan hydrogen dan merupakan senyawa yang stabil, tidak berbau tajam, dan larut didalam air. Metode utama untuk memproduksi ammonia adalah menggunakan proses *Haber-Bosch* yang mereaksikan hidrogen langsung dengan unsur nitrogen,  $N_2 + 3H_2 \rightarrow 2NH_3$ . Ammonia merupakan fluida kerja utama yang biasa digunakan pada sistem pembangkit *OTEC* siklus tertutup.

**Tabel 2.2.** Sifat Fisik NH<sub>3</sub>

No	Sifat	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	NH <sub>3</sub>	-
2	Massa molekul	17,031	g/mol
3	Titik didih (pada 1 atm)	-33,18	°C
4	Temperatur kritis	132,4	°C
5	Tekanan kritis	11333	kPa
6	Massa jenis kritis	225	kg/m <sup>3</sup>

#### 2.3.2. Refrigeran R-32

R-32 pertama kali ditemukan oleh Daikin Jepang pada tahun 2012 yang kemudian dimanfaatkan sebagai pendingin AC. Freon jenis ini tergolong ramah lingkungan karena tidak menyebabkan perusakan lapisan ozon dan tidak mudah terbakar.

**Tabel 2.3.** Sifat Fisik R-32

No	Sifat	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	-
2	Massa molekul	52,024	g/mol
3	Titik didih (pada 1 atm)	-51,5	°C
4	Temperatur kritis	78,26	°C
5	Tekanan kritis	5782	kPa
6	Massa jenis kritis	424	kg/m <sup>3</sup>

## 2.4. Penelitian Sebelumnya Tentang OTEC

### 2.4.1. Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali.

Penelitian yang dijalankan oleh Adrian Rizky Sinuhaji ini bertujuan untuk menggali potensi penerapan *ocean renewable energy* di Indonesia. Penelitian ini mengoptimasi sistem pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)* menggunakan *ammonia (NH<sub>3</sub>)*. Dari hasil penelitian, Sistem OTEC sangat sesuai untuk diterapkan di perairan Indonesia karena terletak dalam wilayah garis khatulistiwa, terdiri atas banyak pulau-pulau, serta memiliki beragam topografi terutama di bagian utara laut Bali. Efisiensi yang diperoleh dari sistem pembangkit OTEC pada penelitian di Bali sebesar 0,788. Laut Utara Bali memiliki iklim tropis dengan temperatur permukaan rata-rata diantara 28 °C – 31 °C.

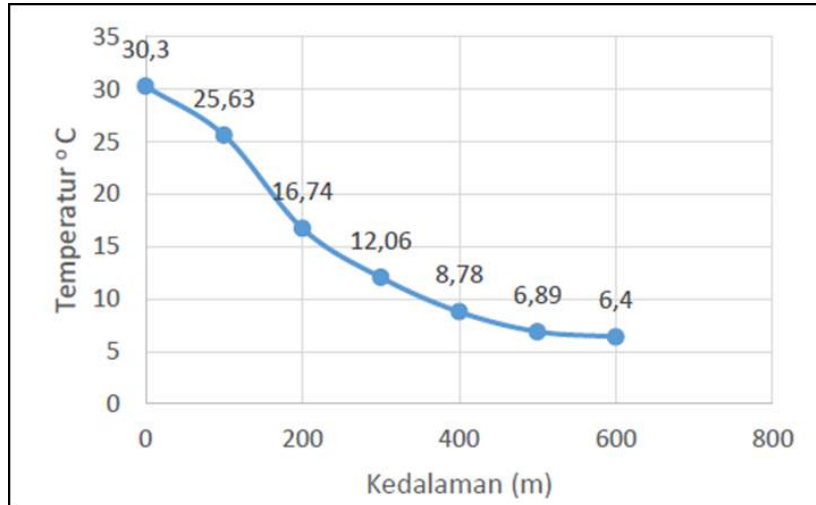
Dari Balai Riset dan Observasi Kelautan didapat rata-rata temperatur permukaan laut di Bali Utara sebesar 30,3 °C dan maksimum kedalaman 600 meter.

**Tabel 2.4.** Temperatur Air Laut Bali Bagian Utara

No	Depth	B	X <sub>0</sub>	X <sub>n</sub>
1	0	0	30,3	30,3
2	100	-0,047	30,3	25,63
3	200	-0,068	30,3	16,74
4	300	-0,061	30,3	12,06
5	400	-0,054	30,3	8,78
6	500	-0,047	30,3	6,89
7	600	-0,04	30,3	6,4

Dari **Tabel 2.4.** diatas diperoleh temperatur hangat maksimum  $T_w = 30,3$  °C dan temperatur dingin maksimum  $T_c = 6,4$  °C. Kemudian dapat dihitung maksimum efisiensi karnot kelayakan penerapan sistem OTEC di Bali menggunakan persamaan Termodinamika :

$$\begin{aligned} \eta_{\text{maks}} &= \frac{(T_w - T_c)}{T_w} \\ &= \frac{(30,3 - 6,4)}{30,3} \\ &= 0,788813 \end{aligned}$$



**Gambar 2.6.** Grafik Temperatur vs Kedalaman Air Laut  
**Sumber :** (Sinuhaji, 2014)

**Tabel 2.5.** Operasional Parameter Sistem Pembangkit

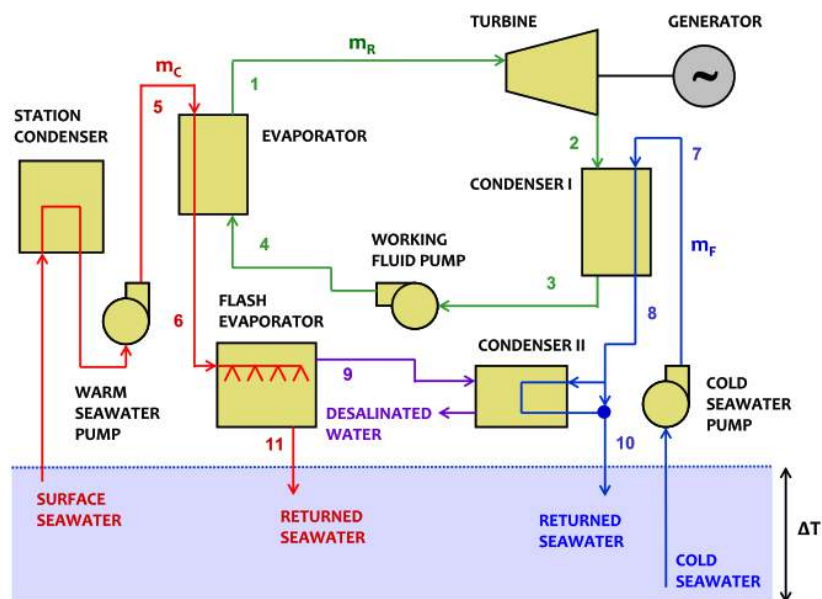
Resource conditions	Value	Units
Generator power	120	kW
Turbine efficiency	0,82	-
Generator efficiency	0,95	-
Warm seawater pump efficiency	0,8	-
Cold seawater pump efficiency	0,8	-
Working fluid pump efficiency	0,75	-
Warm seawater temperature at depth 0 m	26	°C
Cold seawater temperature at depth 1000 m	5	°C
Warm seawater inlet temperature	26,5	°C
Warm seawater outlet temperature	23	°C
Cold seawater inlet temperature	6	°C
Cold seawater outlet temperature	8	°C
Evaporation temperature	22	°C
Condenser temperature	10	°C

Pada penelitian yang dilakukan dengan *properties* seperti pada **Tabel 2.5.** diperoleh *net power* sebesar 69,4 kW dan efisiensi sebesar 3,1%. Dari hasil ini dapat ditarik kesimpulan bahwa Laut Utara Bali adalah tempat yang ideal untuk diterapkan sistem *OTEC* sebagai pembangkit pulau-pulau kecil yang masih mengalami krisis kelistrikan.

### 2.4.2. Thermal Power Plant Efficiency Enhancement with Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC).

Rodrigo Soto dan Julio Vergara dari Pontificia Universidad Católica de Chile melakukan penelitian tentang pembangkit OTEC yang dapat meningkatkan efisiensi termal sambil mengurangi pencemaran lingkungan sekitar. Dalam penelitian ini, diajukan sebuah desain sistem dari pembangkit *hybrid* berdasarkan prinsip OTEC digabungkan dengan pembangkit listrik tenaga uap batubara berkapasitas 740 MW yang terletak di Lintang 28°S di mana perbedaan suhu air laut tidak akan memadai untuk pembangkit OTEC reguler.

Makalah ini menyajikan model termodinamika untuk menilai efisiensi keseluruhan yang diperoleh dengan mengadopsi siklus Rankine ammonia ditambah dengan unit desalinasi, dipanaskan oleh keluaran kondensor dan didinginkan oleh air laut dalam yang dingin.



**Gambar 2.7.** Hybrid Plant OTEC and Coal-Fired Power Plant

**Sumber :** (Soto, 2013)

Simulasi yang dilakukan memungkinkan untuk mengoptimalkan sistem yang dapat meningkatkan output daya pembangkit listrik sebesar 25-37 MW, tergantung pada musimnya, tanpa emisi tambahan dan secara dramatis mengurangi suhu air pada *discharge* dan juga dapat menghasilkan air desalinasi hingga 5,8 juta ton per tahun.

### **2.4.3. Performance Analysis of a Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System with Solar Preheating and Superheating.**

Penelitian yang dilakukan oleh Hakan Aydin (2013) tentang OTEC yang berjudul "*Performance Analysis of a Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System*" bertujuan untuk menganalisa sebuah sistem pembangkit OTEC dengan kemampuan *gross power* yang dihasilkan sebesar 100 kW.

Dalam penelitian ini Hakan menggunakan MATLAB untuk analisa data secara numerik. Temperatur air laut hangat ditetapkan sebesar 26°C dan temperatur air laut dingin sebesar 5°C. Fluida kerja yang digunakan adalah *difluoromethane* (R-32). Berikut adalah kelebihan R-32 dibandingkan dengan ammonia :

- 1) Tidak korosif dan mengandung kadar racun yang lebih rendah dibanding ammonia,
- 2) Lebih cocok digunakan pada analisa siklus super panas (superheated),
- 3) Memiliki volume uap yang lebih kecil dari ammonia sehingga membutuhkan ukuran turbin yang lebih kecil untuk produksi tenaga dalam skala yang sama.

Pinch point antara fluida kerja dan air laut ditetapkan sebesar 2 °C untuk evaporator dan 1,8 °C untuk kondenser. Kualitas dari uap diasumsikan satu pada keluaran evaporator dan nol pada keluaran kondenser. Process *Subcooling* dan *superheating* tidak diijinkan terjadi selama proses operasi. Berikut adalah kondisi desain OTEC sistem 100 kW.

Entalpi dan entropy dari fluida kerja pada heat exchanger, yang mana merupakan fungsi dari tekanan dan kualitas ditentukan dengan menggunakan REFPROP – NIST. Selain itu juga diasumsikan bahwa fluida kerja bekerja pada tekanan jenuh dan tidak ada tekanan yang hilang pada evaporator. Dari penelitian ini dianjurkan perbandingan antara laju aliran massa air laut dingin dan air laut hangat (*m<sub>cd</sub>/m<sub>ch</sub>*) adalah sekitar 0.5 sampai dengan 1 untuk performa yang optimal.

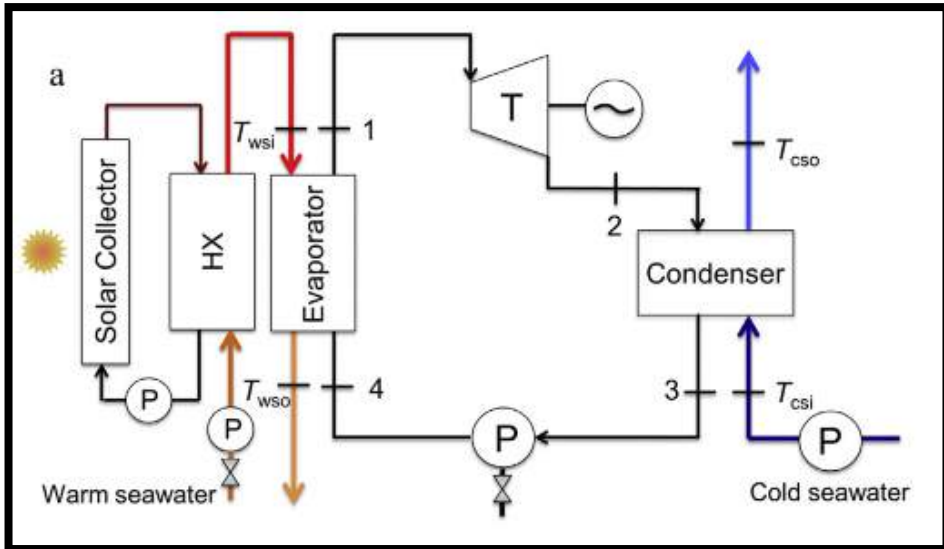
Kalor uap laten dari R-32 (218,59 kJ/kg-K at 290 K) yang mana lima kali lebih kecil dari pada NH<sub>3</sub> (1064,38 kJ/kg-K at 290K), yang menyebabkan lebih banyak laju aliran massa yang dibutuhkan dan menghasilkan lebih banyak perpindahan panas pada evaporator dan kondenser. Perbandingan antara laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin adalah 0,85. Daya netto yang dibangkitkan oleh sistem sebesar 68 kW yang mana 32% tenaga tersebut digunakan untuk menjalankan pompa dan efisiensi termal yang dihasilkan sekitar 1,9 %. Laju aliran massa ditetapkan pada nilai 12,3 kg/s. Hasil desain simulasi sistem pembangkit OTEC 100 kW dapat dilihat pada **Tabel 2.6.**



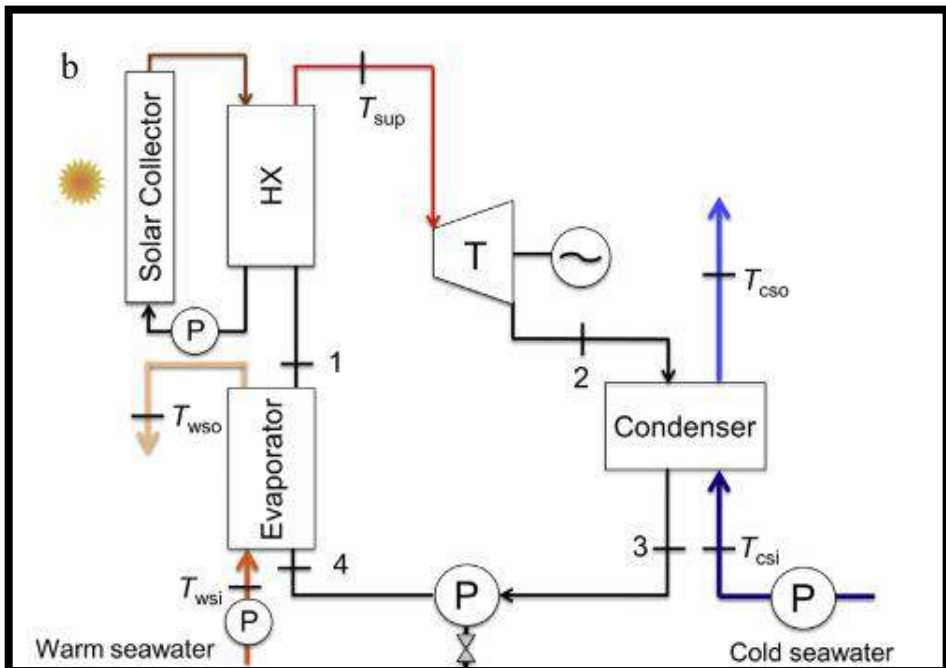
**Tabel 2.6.** Desain Parameter dengan *Solar Preheating and Superheating*

Parameter	Result
Seawater outlet temperature (°C)	
Warm seawater	22,83
Cold seawater	8,61
Mass flow rate (kg/s)	
Warm seawater	288,6
Cold seawater	246,6
Working Fluid	12,3
Evaporator	
Evaporation temperature (°C)	20,83
Evaporation pressure (kPa)	1509
Heat transfer rate (kW)	3660
Overall heat transfer coefficient (kW/m <sup>2</sup> K)	3,95
Surface area (m <sup>2</sup> )	279
Condenser	
Condensation temperature (°C)	10,41
Condensation pressure (kPa)	1121
Heat transfer rate (kW)	3561
Overall heat transfer coefficient (kW/m <sup>2</sup> K)	3,26
Surface area (m <sup>2</sup> )	334
Power output consumption (kW)	
Turbine generator power output	100
Working fluid pump power consumption	6,2
Warm seawater pump power consumption	8,9
Cold seawater pump power consumption	16,9
Net power output	68
Turbine isentropic efficiency (%)	80,6
Net thermal efficiency (%)	1,9

Hasil simulasi menunjukkan bahwa baik *preheating/superheating* dapat meningkatkan *net power* hingga 20-25% dari *design point*. Namun, *superheating* untuk fluida kerja membutuhkan panel surya hingga 5 kali lebih sedikit dibandingkan dengan *preheating*. *Superheating* juga meningkatkan efisiensi termal sistem dari 1,9% ~ 3%, bertambah sekitar 60%, menunjukkan bahwa harus menggunakan pendekatan yang lebih baik dalam meningkatkan sistem OTEC.



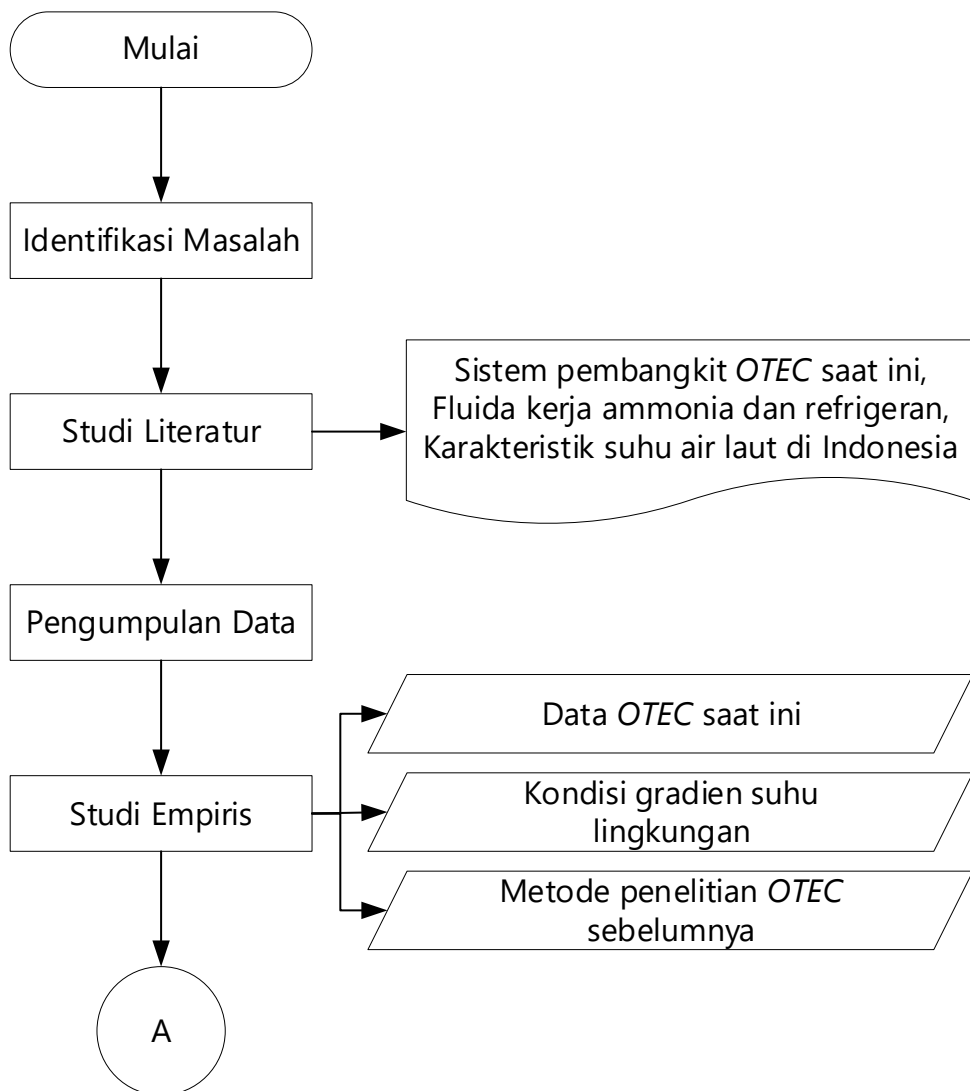
**Gambar 2.8.** Gambar Skematik OTEC dengan *Surface Sea Water Preheating*  
**Sumber :** (Aydin, 2013)



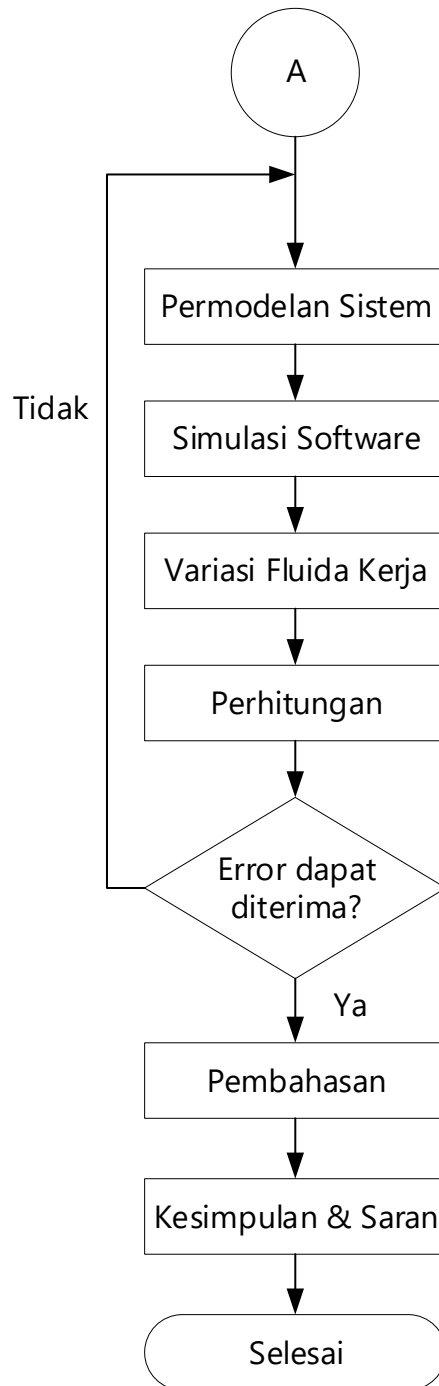
**Gambar 2.9.** Gambar Skematik OTEC dengan *Working Fluid Superheating*  
**Sumber :** (Aydin, 2013)

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metode yang digunakan pada pengerjaan tugas akhir ini adalah metode simulasi menggunakan software *Cycle Tempo* dengan parameter desain berdasarkan pada penelitian-penelitian sebelumnya. Selanjutnya dilakukan perhitungan secara manual sebagai validasi. Hasil perhitungan dijadikan pertimbangan dalam menentukan *error* minimum. Setelah itu, dilakukan analisis dan pembahasan. Langkah-langkah pelaksanaan dapat dilihat pada *flow chart* berikut ini.



**Gambar 3.1.** *Flowchart* Penelitian (1)



**Gambar 3.2.** Flowchart Penelitian (2)

### **3.1. Identifikasi Masalah**

Masalah atau topik yang akan dibahas diformulasikan atau dirumuskan pada tahap ini. Pada penelitian ini, masalah yang akan dibahas adalah perancangan sistem pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)* siklus tertutup. Pemilihan fluida kerja harus disesuaikan dengan berbagai batasan yang ada pada sistem. Sifat fisik pada fluida kerja seperti titik didih, densitas, tekanan kritikal, dan sebagainya sangat menentukan performa suatu sistem pembangkit. Selain itu penerapan teknologi OTEC harus disesuaikan dengan kondisi iklim dan perairan laut daerah yang ingin diterapkan. Hal ini berkaitan dengan temperatur permukaan laut, kondisi perairan, kedalaman laut, serta kondisi lingkungan sekitar.

### **3.2. Studi Literatur**

Studi literatur dilakukan setelah masalah telah ditentukan. Studi literatur dilakukan dengan cara mengumpulkan dan mempelajari materi yang berhubungan dengan penelitian ini. Materi yang dimaksud dapat berupa buku, *paper* atau jurnal, tugas akhir, dan informasi dari berbagai artikel termasuk yang bersumber dari internet. Lebih spesifik, materi yang perlu diperdalam adalah sistem pembangkit OTEC yang ada saat ini, karakteristik dan distribusi temperature air laut di Indonesia, dan fluida kerja berupa ammonia dan refirgeran.

### **3.3. Pengumpulan Data**

Penelitian ini dilakukan berdasarkan kondisi yang ada di Bali Utara. Dengan demikian diperlukan data-data terkait kondisi aktual di daerah tersebut. Pengumpulan data yang dilakukan diperoleh dari berbagai jurnal dan penelitian tentang OTEC yang sudah dilakukan sebelumnya, baik OTEC dalam negeri maupun luar negeri. Data yang diperlukan adalah karakteristik seperti tekanan dan temperatur kerja OTEC pada umumnya. Selain itu juga dibutuhkan berbagai karakteristik air laut pada permukaan dan kedalaman tertentu yang sangat menentukan keberhasilan pengoperasian sistem tersebut. Serta data karakteristik fluida kerja ammonia dan refrigeran.

### **3.4. Studi Empiris**

Tahap ini merupakan analisis dan perencanaan awal berdasarkan penelitian yang telah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan perkiraan suhu air laut dingin setelah digunakan pada kondensor dan suhu air laut panas setelah digunakan pada evaporator. Selain itu, dilakukan juga perhitungan kebutuhan tekanan pompa air laut permukaan dan pompa air laut dalam.

### 3.5. Permodelan Sistem

Tahapan ini diawali dengan perancangan OTEC siklus tertutup menggunakan software *Cycle Tempo* dengan beberapa referensi desain pembangkit yang sudah ada sebelumnya. Hal yang dilakukan selanjutnya adalah melakukan uji coba (*trial-error*) untuk mendapatkan karakteristik pembangkit yang tepat sesuai batasan yang ada.

### 3.6. Simulasi dan Perhitungan pada Sistem

Pada simulasi ini akan dilakukan beberapa variasi fluida kerja, yaitu Ammonia dan R-32. Kondisi operasional sistem pembangkit, seperti pada evaporator, kondensor, pompa, dan turbin akan disesuaikan dengan sifat fisik masing-masing fluida kerja yang akan digunakan. Pada simulasi ini akan dilakukan uji coba (*trial-error*) hingga diperoleh hasil sesuai yang diharapkan. Analisa perhitungan akan dilakukan menggunakan software *Cycle Tempo*, namun dalam metode ini juga akan dilakukan perhitungan sebagai validasi untuk kemudian diketahui nilai *error* pada perhitungan. Toleransi nilai *error* tidak ditetapkan tidak lebih dari 5%.

### 3.7. Hasil dan Pembahasan

Langkah selanjutnya adalah melakukan analisa hasil seperti efisiensi sistem, tenaga yang dihasilkan, serta tenaga yang dibutuhkan yang dituangkan dalam bentuk tabel maupun grafik. Hasil dari seluruh pekerjaan sebelumnya akan dibahas. Pembahasan berdasarkan perhitungan dan simulasi yang telah dilakukan mencakup kebutuhan tekanan dan daya pompa air laut, variasi fluida kerja terhadap rasio laju aliran massa air laut hangat dan air laut dingin. Hal ini akan mengakibatkan adanya perbedaan tekanan kerja pada evaporator dan kondenser untuk setiap variasi yang dilakukan. Hal ini akan berdampak pada performa dari sistem pembangkit tersebut, antara lain daya turbin yang dihasilkan, kerja pompa dari fluida kerja, kerja netto, serta efisiensi thermal sistem.

### 3.8. Kesimpulan dan Saran

Tahap terakhir adalah menyimpulkan semua proses yang telah dilaksanakan sebagai jawaban atas masalah yang telah ditentukan. Pada tahap ini juga diberikan saran-saran yang sebaiknya dilakukan pada sistem yang ada maupun untuk penelitian berikutnya. Diharapkan dengan saran yang ada dapat menjadi referensi untuk melanjutkan atau melakukan penelitian dengan topik yang hampir sama.

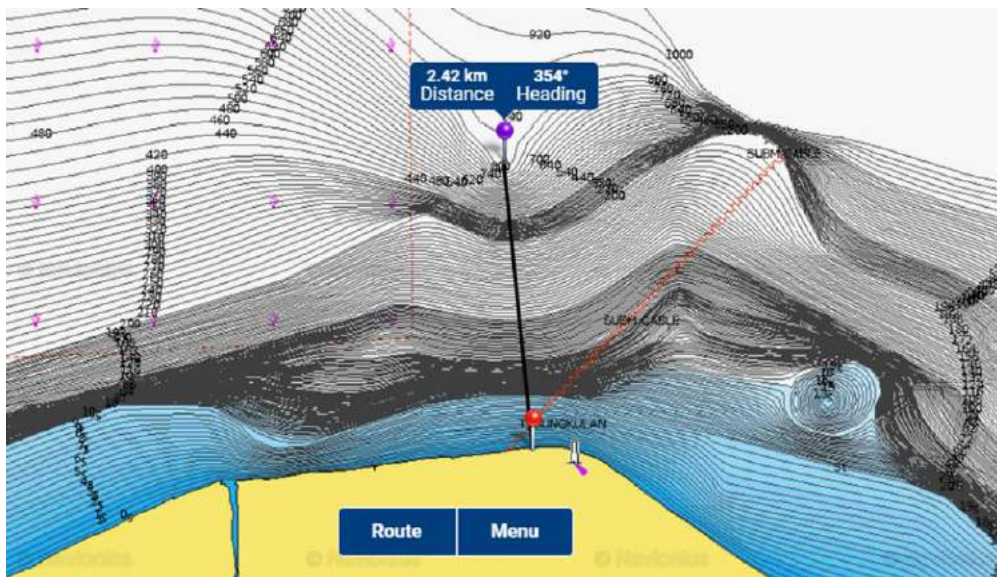
## BAB IV

### ANALISIS DAN PEMBAHASAN

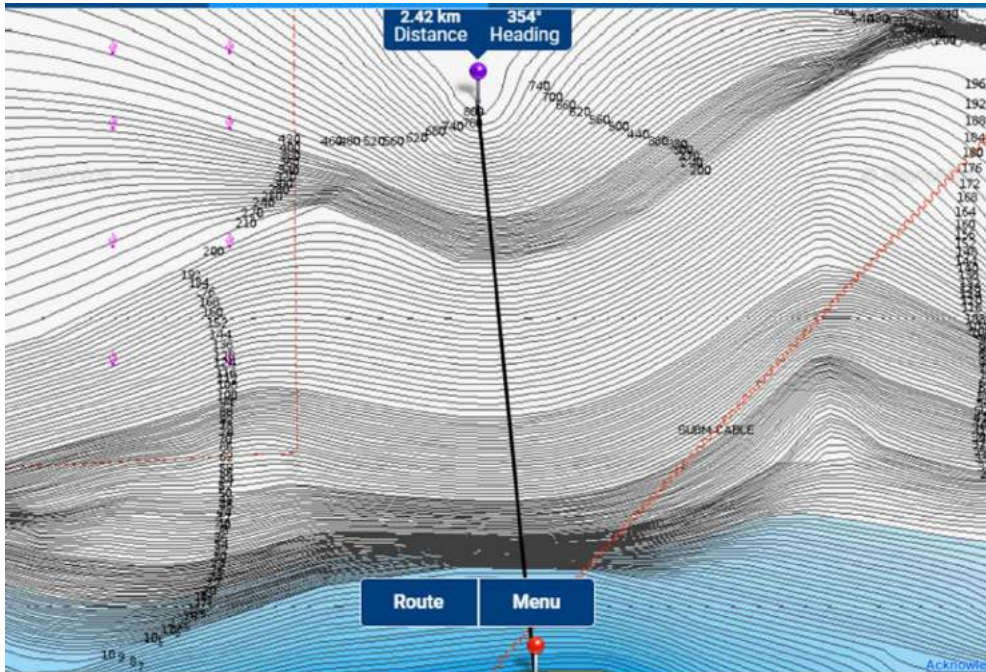
#### 4.1. Penentuan Lokasi Penelitian Pembangkit OTEC Modifikasi

Air laut di Indonesia memiliki temperatur yang tinggi dan konstan dari tahun ke tahun, kondisi ini sangat ideal untuk penerapan pembangkit OTEC. Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Adrian Rizki Sinuhaji (2015) tentang "*Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali*" telah didapatkan beberapa karakteristik air laut di utara Pulau Bali. Air laut di bagian utara Bali memiliki iklim tropis dan temperatur permukaan air laut diantara 28°-31°C yang menyimpan energi panas cukup tinggi (Sinuhaji, 2014). Kondisi perairan ini termasuk ideal untuk menerapkan OTEC.

Berdasarkan pada penelitian oleh Adrian Rizki Sinuhaji, pada penelitian kali ini akan membahas rencana modifikasi desain sistem *Offshore OTEC Power Plant* yang terletak di Bali Utara, lebih tepatnya sekitar 2,5 km di utara Tanjung Bungkulan, Buleleng, Bali. Penentuan lokasi sangat penting mengingat sifat fisik air pada setiap wilayah dan kedalaman berbeda-beda. Sifat fisik tersebut akan mempengaruhi pertukaran panas pada *heat exchanger* dan pada akhirnya berpengaruh pada tenaga yang dihasilkan oleh turbin dan generator. Pada **Gambar 4.1.** dan **Gambar 4.2.** dapat dilihat lokasi penempatan OTEC dan kontur kedalaman laut pada wilayah Bali Utara.



**Gambar 4.1.** Lokasi Penempatan OTEC Power Plant  
Sumber : [webapp.navionics.com](http://webapp.navionics.com) (diakses pada 20 Maret 2018)



**Gambar 4.2.** Kontur Kedalaman Laut Lokasi OTEC

**Sumber :** [webapp.navionics.com](http://webapp.navionics.com) (diakses pada 20 Maret 2018)

#### 4.2. Sifat Fisik Perairan Bali Utara

Dalam penelitian sistem pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion*, sifat fisik air laut pada lokasi sangat menentukan parameter pembangkit, terutama karakteristik temperatur pada perairan tersebut, karena OTEC memanfaatkan perbedaan suhu air laut permukaan dan air laut dalam. Oleh karena itu, sebelum menentukan lokasi, peneliti harus mempertimbangkan sifat fisik air laut pada perairan yang dijadikan objek penelitian.

Terdapat beberapa referensi untuk mengetahui sifat fisik air laut pada wilayah Bali Utara. Pada penelitian Adrian Rizky Sinuhaji dalam "*Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali*" yang dikaji dari Balai Riset dan Observasi Kelautan, suhu air laut pada kedalaman tertentu dapat dihitung menggunakan persamaan hubungan antara suhu permukaan air laut dengan suhu kedalaman air laut dengan menghitung nilai (b) sebagai konstanta dari fungsi kedalaman.



Dari data tersebut kemudian dianalisa tentang suhu air laut hangat dan suhu air laut dingin maksimum pada laut Bali Utara. Persamaan untuk mencari suhu air laut pada kedalaman tertentu adalah sebagai berikut:

$$X_n = X_0 + b \cdot y \quad (18)$$

dimana,

$X_n$  = Suhu pada kedalaman  $n$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$X_0$  = Suhu pada kedalaman 0 mdpl (suhu permukaan) ( $^{\circ}\text{C}$ )

$b$  = Konstanta fungsi kedalaman

$y$  = Kedalaman (m)

**Tabel 4.1.** Nilai ( $b$ )<sup>1</sup>

Kedalaman	$b$
0-150	$y/-2142$
150-700	$(y-1170)/14309$

**Tabel 4.2.** Hasil Perhitungan Suhu Kedalaman Bali Utara<sup>2</sup>

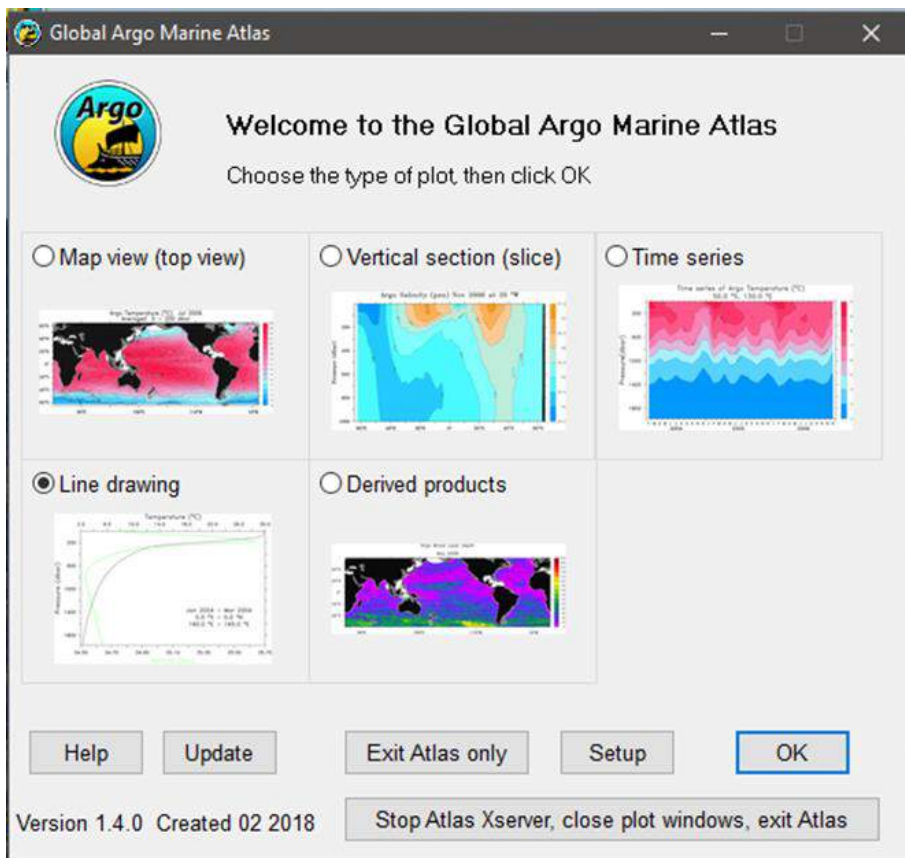
No	Kedalaman	$b$	$X_0$	$X_n$
1	0	0,0000	30,3	30,30
2	10	-0,0047	30,3	30,25
3	20	-0,0093	30,3	30,11
4	50	-0,0233	30,3	29,13
5	100	-0,0467	30,3	25,63
6	150	-0,0700	30,3	19,80
7	200	-0,0678	30,3	16,74
8	250	-0,0643	30,3	14,23
9	300	-0,0608	30,3	12,06
10	350	-0,0573	30,3	10,24
11	400	-0,0538	30,3	8,78
12	450	-0,0503	30,3	7,66
13	500	-0,0468	30,3	6,89
14	550	-0,0433	30,3	6,47
15	600	-0,0398	30,3	6,40

<sup>1</sup> (Balai Riset dan Observasi Kelautan, 2014)

<sup>2</sup> (Sinuhaji, 2014)

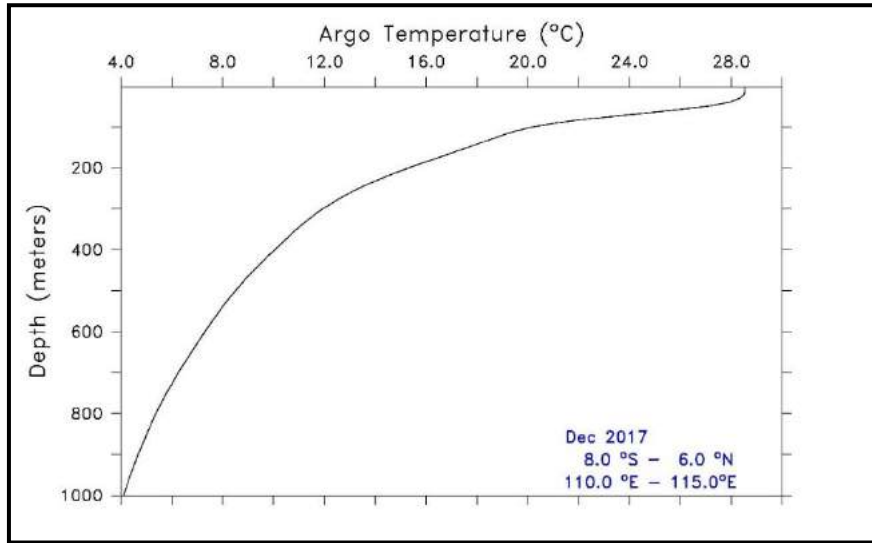
Selain menggunakan persamaan dari Balai dan Observasi Kelautan, terdapat beberapa sumber lain yang dapat digunakan untuk mengetahui suhu pada kedalaman tertentu dari bulan ke bulan pada wilayah tersebut. Salah satunya adalah menggunakan aplikasi *Global Marine Argo Atlas* yang dirilis oleh *Argo Company*, sebuah perusahaan oseanografi asal Amerika. Aplikasi *Global Marine Argo Atlas* menggunakan sistem survey lokasi dan pencatatan berkala pada wilayah-wilayah di dunia.

Pada **Gambar 4.3.** dapat dilihat *main menu* dari *Global Marine Argo Atlas* yang dapat memetakan sifat fisik air laut pada seluruh wilayah. Dengan memasukan *longitude* dan *latitude* pada aplikasi tersebut, kita dapat melihat sifat fisik air laut pada suatu wilayah yang kita inginkan. **Gambar 4.4.** menunjukkan karakteristik suhu air laut di wilayah Pulau Bali. Data ini dianggap lebih akurat dan lebih *update* dibandingkan dengan data dari persamaan (18). Oleh karena itu, penelitian ini akan menggunakan data dari *Global Marine Argo Atlas*.



**Gambar 4.3.** Main Menu Global Marine Argo Atlas

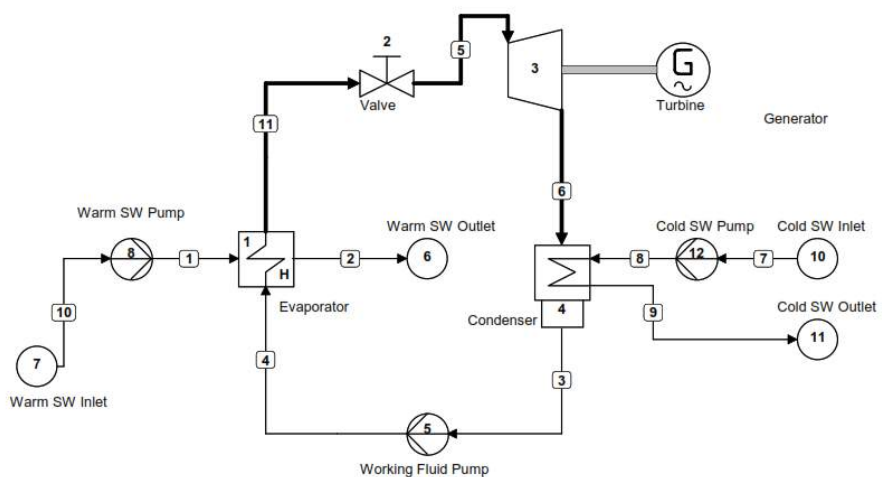
Sumber : (Argo Company, 2018)



**Gambar 4.4.** Grafik Suhu Air Laut pada Kedalaman hingga 1000 m  
**Sumber :** (Argo Company, 2018)

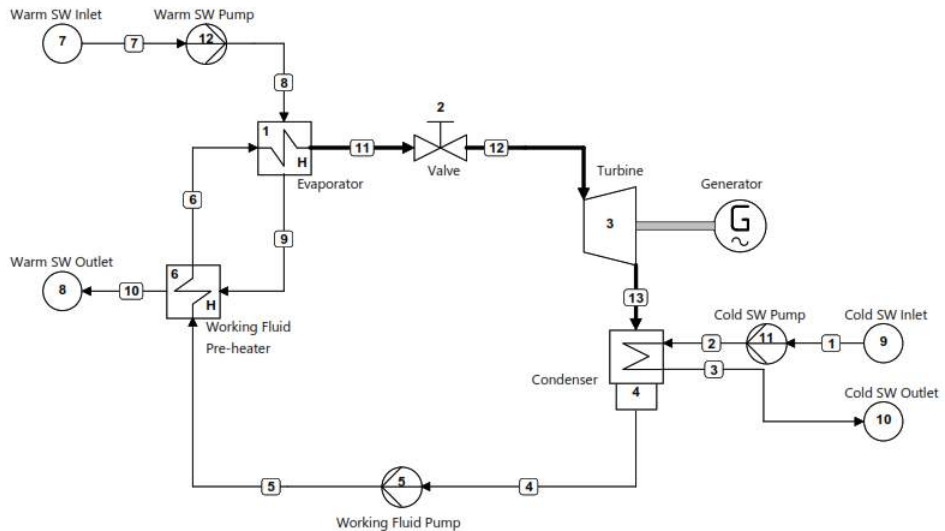
### 4.3. Permodelan Sistem

Permodelan sistem yang akan dirancang adalah sistem pembangkit OTEC siklus tertutup. Komponen yang dipakai antara lain adalah evaporator, turbin, generator, kondenser, pompa fluida kerja, pompa air laut hangat, pompa air laut dingin, serta *inlet* dan *outlet* air laut hangat dan air laut dingin. Pada permodelan sistem awal, digunakan *software Cycle Tempo* dengan alasan *software* tersebut dapat menunjukkan gambar skematik sistem yang lebih jelas. **Gambar 4.5.** menunjukkan diagram skematik dari OTEC pada umumnya.



**Gambar 4.5.** Diagram Skematik OTEC Pada Umumnya

Sedangkan pada **Gambar 4.6.** menunjukkan diagram skematik *OTEC* yang telah dimodifikasi dengan penambahan *Working Fluid Pre-Heater* sebelum evaporator. *Working Fluid Pre-Heater* ini memanfaatkan sisa dari air laut hangat yang telah terpakai oleh evaporator untuk memanaskan fluida kerja dengan harapan penguapan pada evaporator lebih optimal dan dapat meningkatkan kualitas uap bertekanan yang akan memutar turbin, sehingga dapat menghasilkan tenaga yang lebih dari *OTEC* pada umumnya.



**Gambar 4.6.** Diagram Skematik *OTEC* Modifikasi

#### 4.4. Simulasi Modifikasi Sistem Pembangkit *OTEC*

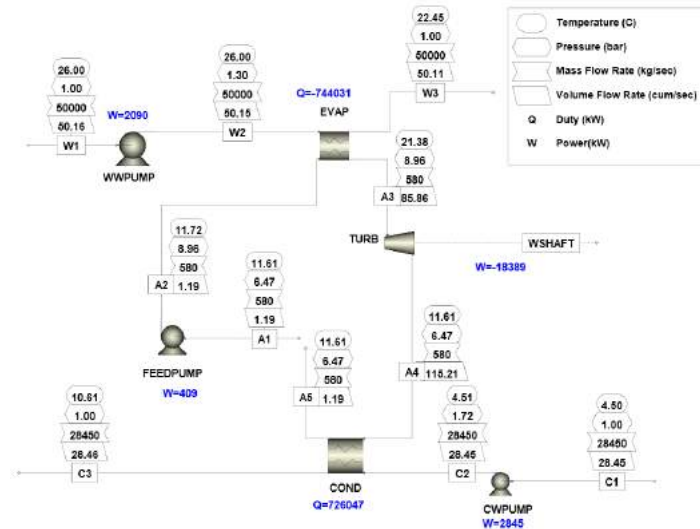
##### 4.4.1. *Parameter Set* Simulasi Software

Untuk memperoleh data akurat dari model *OTEC* menggunakan *software* pemodelan *Cycle Tempo*, *parameter set* pada penelitian ini ditentukan berdasarkan pada penelitian oleh D. Bharathan tentang "*Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production*". Penelitian tersebut menggunakan perangkat lunak yang sama dengan *baseline plant OTEC* yang dapat menghasilkan energi listrik hingga 10Mwe yang dicanangkan akan dibiayai oleh *US. Navy*.

Penelitian tersebut didesain dengan laju aliran massa air laut hangat sebesar 50000 kg/s dan air laut dingin sebesar 28450 kg/s. Analisa ekonomis menunjukkan bahwa air laut hangat membutuhkan biaya dan tenaga pompa yang besar. Oleh sebab itu laju aliran massa air laut hangat yang amat besar namun proporsional dibutuhkan untuk mengimbangnya.

**Tabel 4.3.** Parameter Set For 10Mwe OTEC Plant<sup>3</sup>

Assumptions		
Resource Conditions	Value	Units
Warm SW Temperature	26	°C
Flow Rate	50000	kg/s
Cold SW Temperature	4,5	°C
Flow Rate	28450	kg/s
Working Fluid	NH <sub>3</sub>	-
Efficiencies		
Water Pumps	0,72	-
Working Fluid Pump	0,72	-
Power Turbine	0,75	-
Generator	0,94	-
Heat Exchanger Minimum Approach Temperature		
Evaporators	1,2	°C
Condenser	1,0	°C
Overall System Hydraulics		
Warm Water Loop Loss	0,3	bar
Warm Water Loop Loss	0,72	bar
Evaporator Loss/stage	0,06	bar
Condenser Loss/stage	0,06	bar

**Gambar 4.7.** Detailed Simulation of 10 MWe Plant  
**Sumber :** (Bharathan, 2011)<sup>3</sup> (Bharathan, 2011)

Semua komponen dari sistem telah disimulasikan menggunakan perangkat lunak yang tersedia secara komersial *Aspen Plusv 8.8*. Setelah menganalisa beberapa penelitian yang ada, pada penelitian ini akan ditetapkan *parameter set* sebagai berikut:

**Tabel 4.4.** Parameter Set Simulasi

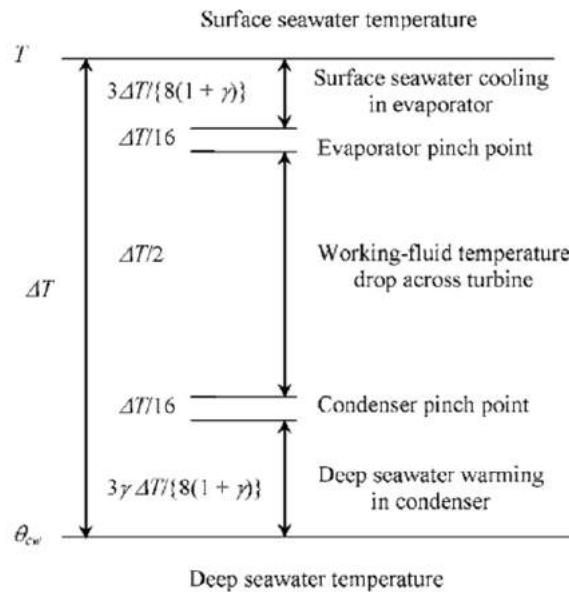
Parameter Operasional	Nilai	Satuan
Ditetapkan		
Temperatur air laut hangat masuk evaporator	28	°C
Temperatur air laut dingin masuk kondenser	5	°C
Laju aliran massa air laut dingin	500	kg/s
Temperatur fluida kerja keluar evaporator	26	°C
Temperatur fluida kerja keluar kondenser	12	°C
Temperatur air laut hangat keluar evaporator	23	°C
Temperatur air laut dingin keluar kondenser	10	°C
Kedalaman pemompaan air laut hangat	15	m
Kedalaman pemompaan air laut dingin	800	m
Divariasikan		
Laju aliran massa air laut hangat (mww/mcw))	0,5; 1; 1,5; 2; 2,5	kg/s
Fluida kerja	NH <sub>3</sub> & R-32	-
Efisiensi Komponen		
Turbin	0,9	-
Generator	0,95	-
Pompa fluida kerja	0,75	-
Pompa air laut hangat	0,75	-
Pompa air laut dingin	0,75	-

#### 4.4.2. Batasan Operasional Sistem

Mengacu pada penelitian Nihous dari Hawaii Natural Energy Institute tentang "*A Preliminary Assessment of OTEC Resources*", Nihous menggunakan laju aliran massa air laut hangat sebagai variabel berubah. Hal ini dikarenakan laju aliran massa air laut dingin lebih sulit untuk diperoleh. **Gambar 4.8.** menunjukkan tangga temperatur OTEC yang menggambarkan batasan-batasan pada komponen yang digunakan.

Penurunan temperatur fluida kerja setelah melewati turbin untuk kerja yang optimal adalah sekitar  $\Delta T/2$ , dimana  $\Delta T$  merupakan gradien temperatur antara suhu permukaan air laut hangat dan suhu air laut dingin.

Dimana “ $\gamma$ ” merepresentasikan rasio antara laju air laut hangat dengan laju air laut dingin.



**Gambar 4.8.** Tangga Temperatur OTEC  
**Sumber :** (Nihous, 2007)

Dari batasan yang telah ditetapkan pada Gambar 4.8., maka akan diperoleh data-data sebagai berikut:

$$\gamma = \dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$$

$$T_w = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_c = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{Evaporator Pinch Point} &= \Delta T/16 \\ &= 1,4375 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Condenser Pinch Point} &= \Delta T/16 \\ &= 1,4375 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{Working Fluid Temperature Drop Across Turbine} = 11,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Surface seawater cooling in Evaporator} = \Delta T_e$$

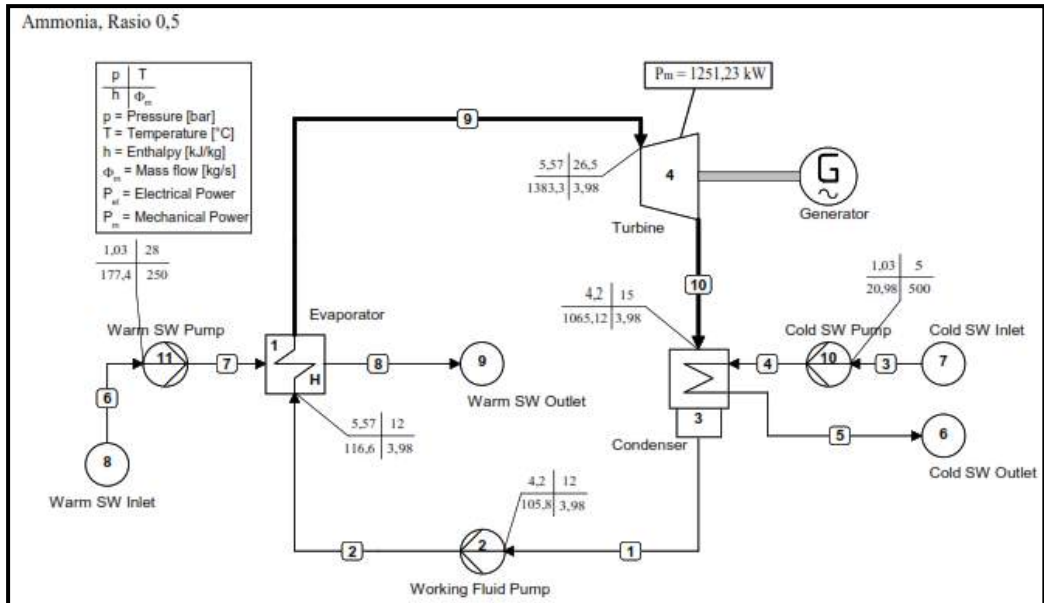
$$\text{Deep seawater warming in Condenser} = \Delta T_c$$

Variasi laju aliran massa air laut hangat dan perbandingan dengan air laut dingin akan mempengaruhi data-data yang tertera di atas, dikarenakan adanya nilai  $\gamma$ . Pengaruh variasi  $\dot{m}_{ww}$  dan rasionya terhadap  $\dot{m}_{cw}$  akan ditampilkan pada **Lampiran 3**.

#### 4.4.3. Simulasi Desain Sistem OTEC Normal

Sistem energi dari desain sistem OTEC normal (pada umumnya) akan disimulasikan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo version 5.0*.

**Gambar 4.9.** menunjukkan contoh tampilan hasil simulasi *Cycle Tempo* dengan fluida kerja ammonia pada desain sistem OTEC normal.



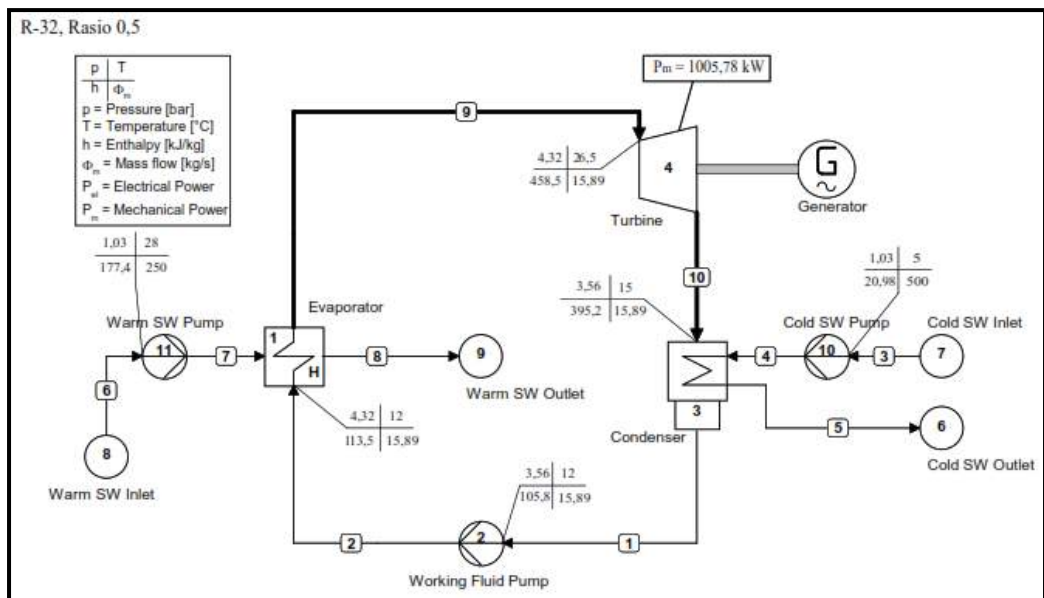
**Gambar 4.9.**

Simulasi Desain Normal Fluida Kerja Ammonia Rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  0,5

Pada hasil simulasi yang ditampilkan pada **gambar 4.9.**, dengan rasio 0,5, dihasilkan laju aliran massa fluida kerja sebesar 3,98 kg/s. Sedangkan sistem menghasilkan daya turbin sebesar 1251,23 kW. Karakteristik fluida pada setiap *equipment* juga dapat ditampilkan. Karakteristik tersebut dihasilkan dari *parameter set* yang dimasukkan pada setiap *equipment* yang telah didesain. Setelah memasukkan parameter, kemudian dilakukan *running* pada program, program akan menghitung *parameter input* sehingga menghasilkan data seperti gambar 4.9.

Selain fluida kerja ammonia, digunakan juga fluida kerja refrigeran R-32 sebagai pembanding. Karena R-32 dianggap memiliki beberapa keuntungan. **Gambar 4.10.** pada halaman berikutnya menunjukkan contoh tampilan hasil simulasi *Cycle Tempo* dengan fluida kerja refrigeran R-32 pada desain sistem OTEC normal.





**Gambar 4.10.**

Simulasi Desain Normal Fluida Kerja R-32 Rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  0,5

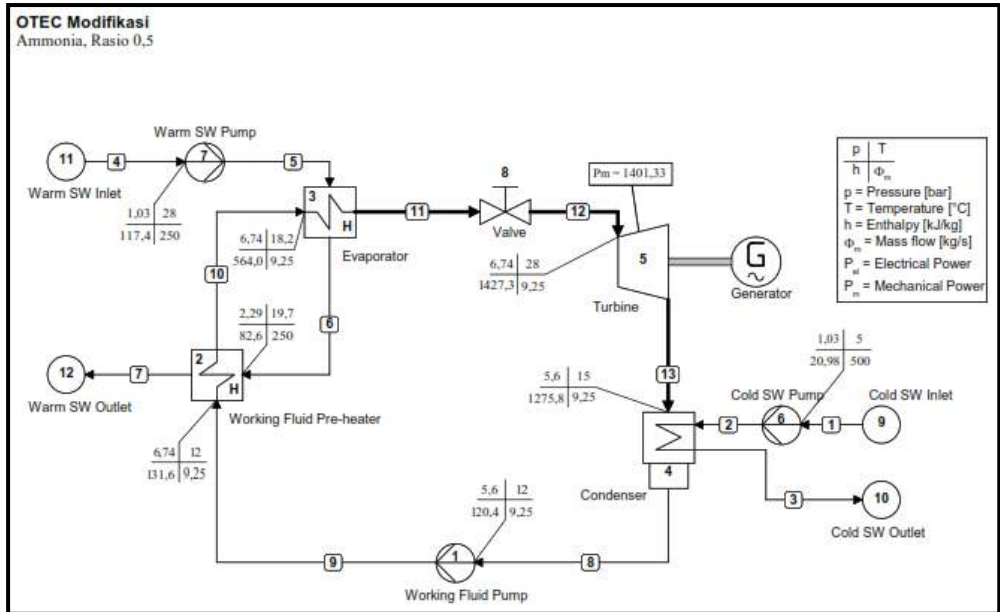
Pada hasil simulasi yang ditampilkan pada **gambar 4.10.**, dengan rasio 0,5, dihasilkan laju aliran massa fluida kerja sebesar 15,89 kg/s. Sedangkan sistem menghasilkan daya turbin sebesar 1005,78 kW. Karakteristik fluida pada setiap *equipment* juga dapat ditampilkan. *Running program* yang dilakukan juga sama dengan sebelumnya, hanya mengganti karakteristik fluida yang bekerja pada sistem dari ammonia menjadi R-32.

#### 4.4.4. Simulasi Desain Modifikasi Sistem OTEC dengan *Working Fluid Pre-heater*

Pada penelitian ini, akan dilakukan modifikasi pada desain sistem OTEC siklus tertutup dengan penambahan *pre-heater* untuk fluida kerja. *Working fluid pre-heater* memiliki fungsi yang sama dengan *feed water heater* pada sistem pembangkit listrik turbin uap, yaitu agar menaikkan suhu fluida kerja sebelum memasuki evaporator. Sehingga evaporator hanya memerlukan daya yang lebih sedikit untuk mengubah fluida kerja fase cair ke fase uap dibandingkan tanpa menggunakan *pre-heater*. Diperkirakan pertukaran panas pada evaporator lebih optimal dan meningkatkan efisiensi termodinamika sistem.

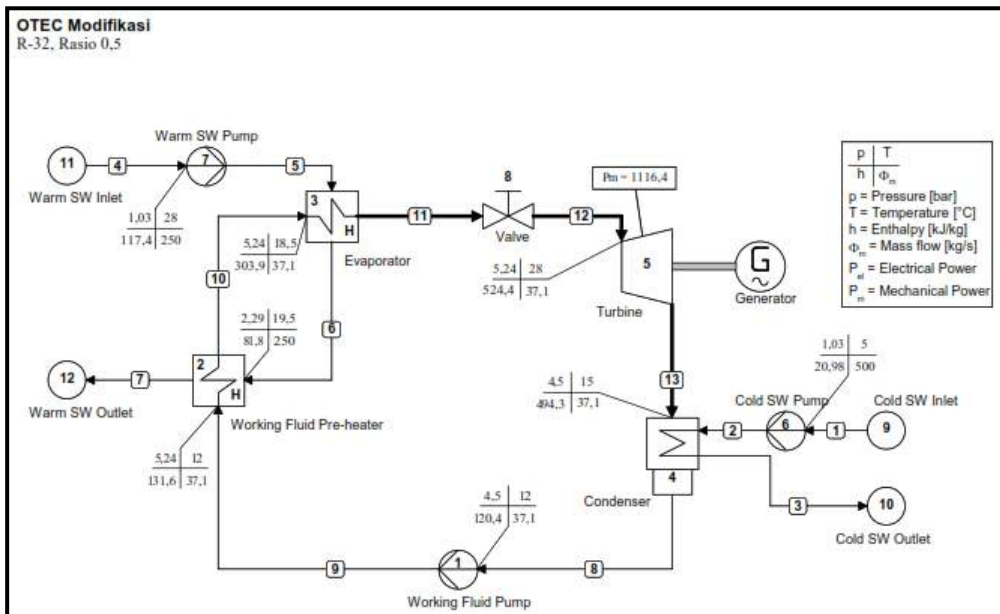
Hasil simulasi dan pengaruh modifikasi desain sistem OTEC dengan *working fluid pre-heater* akan dibahas pada sub-bab selanjutnya.

**Gambar 4.11.** dan **gambar 4.12** menunjukkan contoh tampilan hasil simulasi desain modifikasi dengan penambahan working fluid pre-heater pada *Cycle Tempo* dengan fluida kerja ammonia dan refrigerant R-32.



**Gambar 4.11.**

Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja Ammonia Rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  0,5



**Gambar 4.12.**

Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja R-32 Rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  0,5

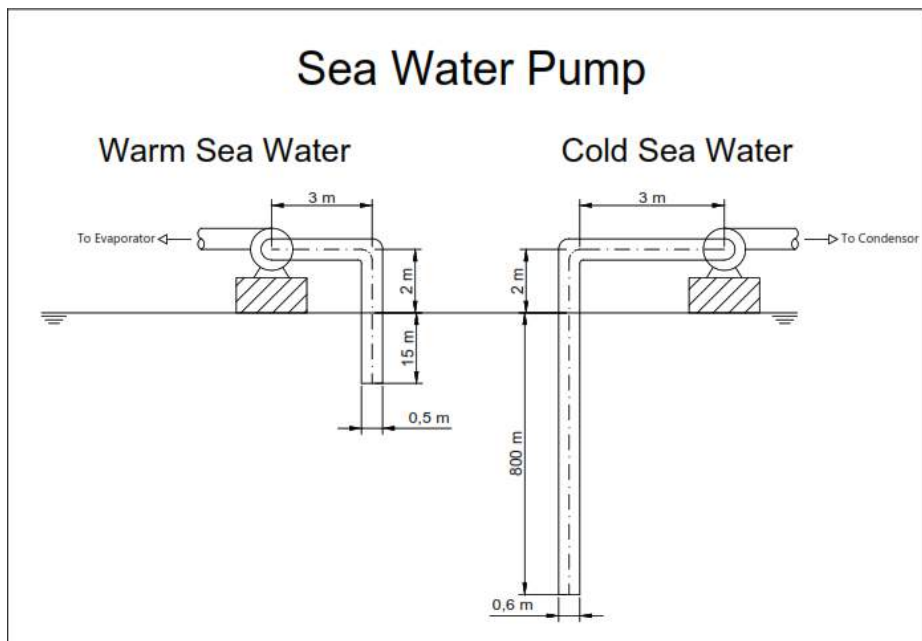
#### 4.5. Perhitungan

Pada penelitian ini, perhitungan manual akan dilakukan untuk memvalidasi simulasi pada *software cycle tempo*. Validasi ini berguna sebagai perbandingan antara hasil simulasi dan perhitungan, apakah hasil simulasi sesuai dengan teori yang telah ada. Namun pada sub-bab ini, akan dilakukan perhitungan untuk salah satu variasi laju aliran massa air laut hangat saja, yaitu pada  $\dot{m}_{ww} = 250 \text{ kg/s}$ , dengan laju aliran massa air laut dingin  $\dot{m}_{cw} = 1000 \text{ kg/s}$ . Hal ini dikarenakan, dengan laju aliran massa air laut hangat yang lebih kecil, pemanasan pada evaporator diperkirakan tidak memenuhi *pinch point* yang telah ditentukan pada sub-bab Batasan Operasional Sistem.

##### 4.5.1. Perhitungan Pompa Air Laut Hangat

Sebelum melakukan perhitungan pompa air laut hangat, perlu didesain komponen dan sistem perpipaan yang melewati pompa tersebut.

**Gambar 4.13.** menunjukkan detail sistem perpipaan air laut hangat.



**Gambar 4.13.** Detail Sistem Perpipaan Air Laut Hangat

Dari buku "Pompa dan Kompresor" oleh Ir. Soelarso, untuk mencari tenaga pompa dalam kW didapatkan dari persamaan sebagai berikut:

$$\dot{W} = \gamma \times Q \times H$$

dimana,

- $\dot{W}$  : Daya Pompa (kW)  
 $Y$  : Berat Jenis Fluida (kN/m<sup>3</sup>)  
 $Q$  : Kapasitas Aliran (m<sup>3</sup>/s)  
 $H$  : Head Total Pompa (m)

untuk menghitung daya pompa, maka sebelumnya harus mengetahui :

- 1) Berat Jenis Air Laut

$$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

maka,

$$y = \rho \times g$$

$$y = 10055,25 \text{ N/m}^3$$

$$= 10,06 \text{ kN/m}^3$$

- 2) Kapasitas Aliran

Dengan menggunakan contoh  $\dot{m}_{ww} = 250 \text{ kg/s}$ , maka dapat diketahui kecepatan aliran fluida:

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2$$

$$A = 0,25 \times 3,14 \times 0,5^2$$

$$A = 0,196 \text{ m}^2$$

maka,

$$\dot{m}_{ww} = \rho \cdot v \cdot A$$

$$v = \frac{\dot{m}_{ww}}{\rho \cdot A}$$

$$v = \frac{250}{1025 \cdot 0,196}$$

$$v = 1,243 \text{ m/s}$$

Jadi, kapasitas aliran dapat dihitung:

$$Q = A \times v$$

$$Q = 0,196 \times 1,243$$

$$Q = 0,244 \text{ m}^3/\text{s}$$

- 3) Head Total Pompa

- a. Head Tekanan

$$H_p = \frac{P_{discharge} - P_{suction}}{\rho \times g}$$

dimana,

$$\begin{aligned} > P_{\text{discharge}} &= 101,325 \text{ kN/m}^2 \text{ (kPa, tekanan atmosfer)} \\ &= 1,01325 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$> P_{\text{suction}} = \rho \times g \times h_{\text{discharge}}$$

$$> h_{\text{suction}} = 15 \text{ m}$$

maka,

$$\begin{aligned} P_{\text{suction}} &= 150828,75 \text{ N/m}^2 \\ &= 150,82875 \text{ kN/m}^2 \\ &= 1,508 \text{ bar} \end{aligned}$$

maka,

$$H_p = -4,92 \text{ m}$$

{tanda (-) menunjukkan bahwa tekanan sisi *suction* masih bisa memberikan dorongan pada fluida setelah melewati pompa}

b. Head Kecepatan

$$H_v = \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}$$

$$H_v = 0 \text{ m}$$

karena kecepatan aliran pada sisi *discharge* dan sisi *suction* nilainya sama, maka nilai head kecepatan = 0 m

c. Head Statis

$$H_s = h_{\text{discharge}} - h_{\text{suction}}$$

dimana,

$$> h_{\text{discharge}} = 0 \text{ m}$$

$$> h_{\text{suction}} = 17 \text{ m}$$

maka,

$$H_s = 17 \text{ m (} h_{\text{discharge}} \text{ tidak dihitung karena sejajar dengan pompa)}$$

d. Head Losses

> Sisi *Suction*

a) Losses yang disebabkan oleh gaya gesek (*Head Loss Major*)

i. *Reynolds Number*

$$Rn = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \nu &= \text{Viskositas kinematik air laut pada } 25 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 0,000000937 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$v = 1,243 \text{ m/s}$$

$$D = 0,5 \text{ m}$$

maka,

$Rn = 663096,356$  ; karakteristik aliran turbulen

### II. Friction Losses

Karena karakteristik aliran turbulen, *Friction Factor* pada pipa *suction* dapat dihitung dengan rumus berikut ini:

$$f = 0,02 + 0,0005/d$$

$$f = 0,021$$

### III. Head Loss Major

$$H_{f1} = f \times L \times \frac{v^2}{D \times 2g}$$

dimana,

$$f = 0,021$$

$$L = 20 \quad \text{m}$$

$$v = 1,24 \quad \text{m/s}$$

$$D = 0,5 \quad \text{m}$$

$$g = 9,8 \quad \text{m/s}^2$$

maka,

$$H_{f1} = 0,053 \text{ m}$$

b) Losses yang disebabkan oleh aksesoris (*Head Loss Minor*)

Aksesoris pada pipa *suction* diestimasi sebagai berikut:

**Tabel 4.5.**

Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa *Warm SW* Sisi *Suction*

No.	Type	n	k	n . k
1	Gate Valve	1	0,86	0,86
2	Elbow 90°	1	0,45	0,45
3	Strainer	1	1,5	1,5
Total				2,81

$$H_{l1} = k_{total} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{l1} = 0,221 \text{ m}$$

c) Head Losses Total Sisi *Suction*

$$H_{suction} = H_{f1} + H_{l1}$$

$$= 0,288 \text{ m}$$

> Sisi Discharge

a) Losses yang disebabkan oleh gaya gesek (*Head Loss Major*)

I. Reynolds Number

$$Rn = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \nu &= \text{Viskositas kinematik air laut pada } 25 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 0,000000937 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$v = 1,243 \text{ m/s}$$

$$D = 0,5 \text{ m}$$

maka,

$$Rn = 663096,356 \quad ; \text{ karakteristik aliran turbulen}$$

II. Friction Losses

Karena karakteristik aliran turbulen, *Friction Factor* pada pipa discharge dapat dihitung dengan rumus berikut ini:

$$f = 0,02 + 0,0005/d$$

$$f = 0,021$$

III. Head Loss Major

$$H_{f2} = f \times L \times \frac{v^2}{D \times 2g}$$

dimana,

$$f = 0,021$$

$$L = 2 \text{ m}$$

$$v = 1,24 \text{ m/s}$$

$$D = 0,5 \text{ m}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

maka,

$$H_{f2} = 0,007 \text{ m}$$

b) Losses yang disebabkan oleh aksesoris (*Head Loss Minor*)

Aksesoris pada pipa discharge diestimasikan sebagai berikut:

**Tabel 4.6.**

Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa Warm SW Sisi Discharge

No.	Type	n	k	n . k
1	Gate Valve	1	0,86	0,86
Total				0,86

$$H_{l2} = k_{total} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{l2} = 0,068 \text{ m}$$

c) Head Losses Total Sisi *Discharge*

$$H_{\text{discharge}} = H_{f2} + H_{l2}$$

$$= 0,074 \text{ m}$$

## e. Head Total

$$H = H_p + H_v + H_s + \text{Head Loss Total pada } \textit{suction} \text{ dan } \textit{discharge}$$

$$= 12,44 \text{ m}$$

## f. Variasi Laju Aliran Massa Air Laut Hangat Terhadap Head Total

Dengan memvariasikan laju aliran massa air laut hangat ( $\dot{m}_{\text{ww}}$ ), akan didapatkan hasil perhitungan Head yang berbeda. Mengacu pada contoh perhitungan di atas, maka nilai Head terhadap variasi laju aliran massa air laut hangat adalah sebagai berikut:

**Tabel 4.7.** Variasi Laju Aliran Massa *Warm SW* Terhadap Head Total

$\dot{m}_{\text{ww}}$ (kg/s)	$v$ (m/s)	$H_p$ (m)	$H_v$ (m)	$H_s$ (m)	$R_n$	$f$	$H_{\text{suc}}$ (m)	$H_{\text{dis}}$ (m)	$H$ (m)
250	1,24	-4,92	0	17	663096,4	0,021	0,288	0,074	12,44
500	2,49	-4,92	0	17	1326193	0,021	1,151	0,298	13,52
750	3,73	-4,92	0	17	1989289	0,021	2,59	0,67	15,34
1000	4,97	-4,92	0	17	2652385	0,021	4,60	1,19	17,87
1250	6,21	-4,92	0	17	3315482	0,021	7,19	1,86	21,13

## 4) Tenaga Pompa Air Laut Hangat

Dari persamaan-persamaan yang telah dijabarkan di atas, maka dapat dihitung tenaga pompa dalam kW. Yaitu:

$$\dot{W} = \gamma \times Q \times H$$

$$\dot{W} = 30,506 \text{ kW}$$

## 5) Variasi Laju Aliran Massa Air Laut Hangat Terhadap Tenaga Pompa

Dengan memvariasikan laju aliran massa air laut hangat ( $\dot{m}_{\text{ww}}$ ), akan didapatkan hasil perhitungan tenaga pompa yang berbeda. Mengacu pada contoh perhitungan di atas, maka nilai  $W$  pompa air laut hangat terhadap variasi laju aliran massa air laut hangat adalah sebagai berikut:

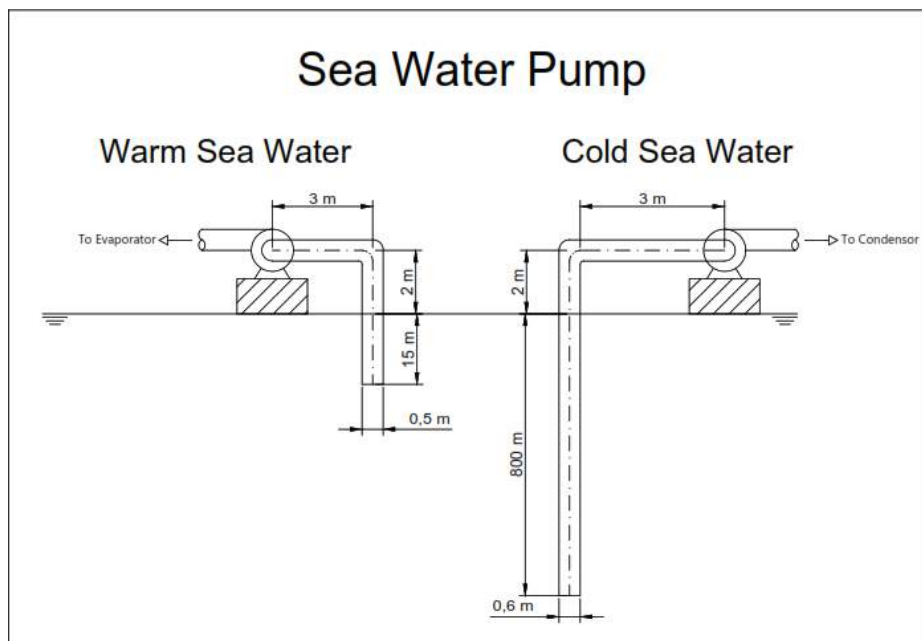


**Tabel 4.8.**Variasi Laju Aliran Massa *Warm SW* Terhadap Tenaga Pompa

$\dot{m}_{ww}$ (kg/s)	$v$ (m/s)	$y$ (kN/m <sup>3</sup> )	$Q$ m <sup>3</sup> /s	$H$ (m)	$W_{wp}$ (kW)
250	1,24	10,06	0,244	12,44	30,506
500	2,49	10,06	0,488	13,52	66,340
750	3,73	10,06	0,732	15,34	112,828
1000	4,97	10,06	0,976	17,87	175,298
1250	6,21	10,06	1,22	21,13	259,078

#### 4.5.2. Perhitungan Pompa Air Laut Dingin

Sebelum melakukan perhitungan pompa air laut dingin, perlu didesain komponen dan sistem perpipaan yang melewati pompa tersebut. **Gambar 4.14.** menunjukkan detail sistem perpipaan air laut dingin.

**Gambar 4.14.** Detail Sistem Perpipaan Air Laut Dingin

Dari buku "Pompa dan Kompresor" oleh Ir. Soelarso, untuk mencari tenaga pompa dalam kW didapatkan dari persamaan sebagai berikut:

$$\dot{W} = \gamma \times Q \times H$$

dimana,

- $\dot{W}$  : Daya Pompa (kW)  
 $\gamma$  : Berat Jenis Fluida (kN/m<sup>3</sup>)  
 $Q$  : Kapasitas Aliran (m<sup>3</sup>/s)  
 $H$  : Head Total Pompa (m)

untuk menghitung daya pompa, maka sebelumnya harus mengetahui :

- 1) Berat Jenis Air Laut

$$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

maka,

$$\gamma = \rho \times g$$

$$\gamma = 10055,25 \text{ N/m}^3$$

$$= 10,06 \text{ kN/m}^3$$

- 2) Kapasitas Aliran

Dengan menggunakan  $\dot{m}_{cw} = 500 \text{ kg/s}$ , maka dapat diketahui kecepatan aliran fluida:

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2$$

$$A = 0,25 \times 3,14 \times 0,5^2$$

$$A = 0,283 \text{ m}^2$$

maka,

$$\dot{m}_{ww} = \rho \cdot v \cdot A$$

$$v = \frac{\dot{m}_{ww}}{\rho \cdot A}$$

$$v = \frac{500}{1025 \cdot 0,283}$$

$$v = 1,726 \text{ m/s}$$

Jadi, kapasitas aliran dapat dihitung:

$$Q = A \times v$$

$$Q = 0,488 \text{ m}^3/\text{s}$$

## 3) Head Total Pompa

## a. Head Tekanan

$$H_p = \frac{P_{discharge} - P_{suction}}{\rho \times g}$$

dimana,

$$\begin{aligned} > P_{discharge} &= 101,325 \text{ kN/m}^2 \text{ (kPa, tekanan atmosfer)} \\ &= 1,01325 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$> P_{suction} = \rho \times g \times h_{discharge}$$

$$> h_{suction} = 800 \text{ m}$$

maka,

$$\begin{aligned} P_{suction} &= 8044200 \text{ N/m}^2 \\ &= 8044,2 \text{ kN/m}^2 \\ &= 80,442 \text{ bar} \end{aligned}$$

maka,

$$H_p = -790 \text{ m}$$

{tanda (-) menunjukkan bahwa tekanan sisi *suction* masih bisa memberikan dorongan pada fluida setelah melewati pompa}

## b. Head Kecepatan

$$H_v = \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}$$

$$H_v = 0 \text{ m}$$

karena kecepatan aliran pada sisi *discharge* dan sisi *suction* nilainya sama, maka nilai head kecepatan = 0 m

## c. Head Statis

$$H_s = h_{discharge} - h_{suction}$$

dimana,

$$> h_{discharge} = 0 \text{ m}$$

$$> h_{suction} = 802 \text{ m}$$

maka,

$$H_s = 802 \text{ m (} h_{discharge} \text{ tidak dihitung karena sejajar dengan pompa)}$$

## d. Head Losses

> Sisi *Suction*

a) Losses yang disebabkan oleh gaya gesek (*Head Loss Major*)

1. *Reynolds Number*

$$Rn = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \nu &= \text{Viskositas kinematik air laut pada } 25^\circ\text{C} \\ &= 0,000000937 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$v = 1,726 \text{ m/s}$$

$$D = 0,6 \text{ m}$$

maka,

$$Rn = 1105160,593 \quad ; \text{ karakteristik aliran turbulen}$$

### II. Friction Losses

Karena karakteristik aliran turbulen, *Friction Factor* pada pipa *suction* dapat dihitung dengan rumus berikut ini:

$$f = 0,02 + 0,0005/d$$

$$f = 0,021$$

### III. Head Loss Major

$$H_{f1} = f \times L \times \frac{v^2}{D \times 2g}$$

dimana,

$$f = 0,021$$

$$L = 805 \text{ m}$$

$$v = 1,726 \text{ m/s}$$

$$D = 0,6 \text{ m}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

maka,

$$H_{f1} = 4,249 \text{ m}$$

b) Losses yang disebabkan oleh aksesoris (*Head Loss Minor*)

Aksesoris pada pipa *suction* diestimasi sebagai berikut:

**Tabel 4.9.**

Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa *Cold SW* Sisi *Suction*

No.	Type	n	k	n . k
1	Gate Valve	1	0,86	0,86
2	Elbow 90°	1	0,45	0,45
3	Strainer	1	1,5	1,5
Total				2,81

$$H_{l1} = k_{total} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{l1} = 0,427 \text{ m}$$

c) Head Losses Total Sisi *Suction*

$$\begin{aligned} H_{suction} &= H_{f1} + H_{l1} \\ &= 4,676 \text{ m} \end{aligned}$$

> Sisi *Discharge*

a) Losses yang disebabkan oleh gaya gesek (*Head Loss Major*)

i. *Reynolds Number*

$$Rn = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \nu &= \text{Viskositas kinematik air laut pada } 25 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 0,000000937 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$v = 1,726 \text{ m/s}$$

$$D = 0,6 \text{ m}$$

maka,

$$Rn = 1105160,593 \quad ; \text{ karakteristik aliran turbulen}$$

ii. *Friction Losses*

Karena karakteristik aliran turbulen, *Friction Factor* pada pipa *discharge* dapat dihitung dengan rumus berikut ini:

$$f = 0,02 + 0,0005/d$$

$$f = 0,021$$

iii. Head Loss Major

$$H_{f2} = f \times L \times \frac{v^2}{D \times 2g}$$

dimana,

$$f = 0,021$$

$$L = 2 \text{ m}$$

$$v = 1,726 \text{ m/s}$$

$$D = 0,6 \text{ m}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

maka,

$$H_{f1} = 0,011 \text{ m}$$

- b) Losses yang disebabkan oleh aksesoris (*Head Loss Minor*)  
Aksesoris pada pipa *discharge* diestimasikan sebagai berikut:

**Tabel 4.10.**Perhitungan Koefisien Kerugian Pipa *Cold SW* Sisi *Discharge*

No.	Type	n	k	n . k
1	Gate Valve	1	0,86	0,86
Total				0,86

$$H_{l2} = k_{total} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{l2} = 0,131 \text{ m}$$

- c) Head Losses Total Sisi *Discharge*

$$\begin{aligned} H_{\text{discharge}} &= H_{f2} + H_{l2} \\ &= 0,141 \text{ m} \end{aligned}$$

- e. Head Total

$$\begin{aligned} H &= H_p + H_v + H_s + \text{Head Loss Total pada } \textit{suction} \text{ dan } \textit{discharge} \\ &= 16,89 \text{ m} \end{aligned}$$

- 4) Tenaga Pompa Air Laut Dingin

Dari persamaan-persamaan yang telah dijabarkan di atas, maka dapat dihitung tenaga pompa dalam kW. Yaitu:

$$\dot{W} = \gamma \times Q \times H$$

$$\dot{W} = 82,867 \text{ kW}$$

### 4.5.3. Fluida Kerja Ammonia

- 1) Laju Aliran Massa Fluida Kerja

Pada kondenser, temperatur air laut keluar kondenser  $T_{c \text{ out}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Temperatur fluida kerja dikunci pada  $T_{wf \text{ in}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  dan  $T_{wf \text{ out}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$  pada kondenser. Berikut adalah nilai laju aliran massa fluida kerja yang dihitung dengan menggunakan rumusan heat and mass balance pada kondenser:

$$\begin{aligned} Q_{wf} &= Q_{csw} \\ \dot{m}_{wf} \times (h_{wf \text{ in}} - h_{wf \text{ out}}) &= \dot{m}_{cw} \times c_{cw} \times (T_{cw \text{ in}} - T_{cw \text{ out}}) \\ \dot{m}_{wf} &= \frac{\dot{m}_{cw} \times c_{cw} \times (T_{cw \text{ in}} - T_{cw \text{ out}})}{(h_{wf \text{ in}} - h_{wf \text{ out}})} \end{aligned}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cw} &= 500 \text{ kg/s} \\ T_{c \text{ in}} &= 5 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{c \text{ out}} &= 10 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{wf \text{ in}} &= 15 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (} T_{wf} \text{ inlet turbin - temperature drop pada turbin)} \\ T_{wf \text{ out}} &= 12 \text{ } ^\circ\text{C} \\ C_{cw} &= 3,85 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

dengan menggunakan tabel dan grafik *Thermophysical Properties of Refrigerant* (Ashrae Handbook, 2017), data  $T_{wf}$  digunakan untuk mencari nilai entalpi  $h$  pada kondensator

$$\begin{aligned} T_{wf \text{ in}} &= 15 \text{ } ^\circ\text{C} \\ h_{wf \text{ in}} &= 1476,37 \text{ kJ/kg (vapor)} ; \text{nilai entalpi didapat dari interpolasi tabel yang dijelaskan pada lampiran 6.} \\ T_{wf \text{ out}} &= 12 \text{ } ^\circ\text{C} \\ h_{wf \text{ out}} &= 255,95 \text{ kJ/kg (liquid)} \end{aligned}$$

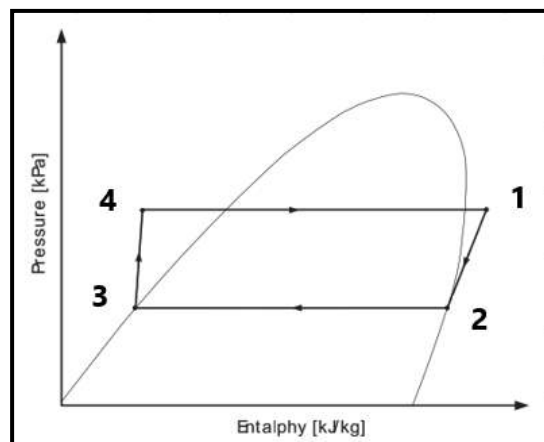
maka, perhitungan  $\dot{m}_{wf}$  menjadi

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{cw} \times c_{cw} \times (T_{cw \text{ in}} - T_{cw \text{ out}})}{(h_{wf \text{ in}} - h_{wf \text{ out}})}$$

$$\dot{m}_{wf} = 7,89 \text{ kg/s}$$

## 2) Perhitungan $\dot{W}_{\text{turbin}}$

Untuk dapat mengitung  $\dot{W}_{\text{turbin}}$ , perlu digunakan diagram P-h fluida kerja ammonia, kemudian menentukan karakteristik fluida kerja pada setiap titik. **Gambar 4.15.** merupakan tampilan diagram P-h sistem OTEC sederhana.



**Gambar 4.15.** Diagram P-h Sistem OTEC

- Point 1 = Uap ammonia memasuki turbin  
 Point 2 = Ammonia jenuh memasuki condenser  
 Point 3 = Ammonia cair memasuki pompa kerja  
 Point 4 = Ammonia keluar dari pompa dan masuk evaporator

- Point 1

Dengan menggunakan tabel *Superheated Vapor Properties* Ammonia, maka akan didapatkan karakteristik pada point 1

$$\begin{aligned} T_1 &= 26,5 \text{ } ^\circ\text{C} \\ P_1 &= 1,05 \text{ MPa} \\ h_1 &= 1529 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 6,269 \text{ kJ/kg.K} \end{aligned}$$

- Point 2

Pada bagian outlet turbin, dengan menggunakan tabel *Saturated Vapor Properties* Ammonia, maka akan didapatkan karakteristik pada point 2

$$\begin{aligned} T_2 &= 15 \text{ } ^\circ\text{C} \\ P_2 &= 0,7268 \text{ MPa} \\ h_f &= 250,5 \text{ kJ/kg} \\ h_g &= 1456 \text{ kJ/kg} \\ h_{fg} &= 1206 \text{ kJ/kg} \\ x_2 &= 0,8 \end{aligned}$$

maka,

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f + x_2 (h_{fg}) \\ &= 1214,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai  $h_1$  dan  $h_2$ , maka dapat dihitung  $\dot{W}_{\text{turbin}}$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{turbin}} &= \dot{m}_{\text{wf}} \times (h_1 - h_2) \\ &= 2477,2 \text{ kJ/s} \\ &= 2477,2 \text{ kW} \end{aligned}$$

### 3) Perhitungan $\dot{W}_{\text{wfpump}}$

- Point 3

$$\begin{aligned} T_3 &= 12 \text{ } ^\circ\text{C} \\ h_3 &= 236,4 \text{ kJ/kg} \\ v_3 &= 0,001608 \text{ m}^3/\text{kg} \\ P_3 &= P_2 \\ &= 0,7268 \text{ Mpa} \\ &= 726,8 \text{ Pa} \end{aligned}$$



- Point 4

$$\begin{aligned}
 h_4 &= h_3 + v_3(P_4 - P_3) \\
 &= 236,91 \text{ kJ/kg} \\
 P_4 &= P_1 \\
 &= 1,05 \text{ MPa} \\
 &= 1050 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai  $P_3$  dan  $P_4$ , maka dapat dihitung  $\dot{W}_{\text{wfpump}}$

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{\text{wf}} &= \dot{m}_{\text{wf}} \times v \times (P_4 - P_3) \\
 &= 4,244 \text{ kJ/s} \\
 &= 4,244 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4) Perhitungan  $Q_{\text{in}}$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{in}} &= \dot{m}_{\text{wf}} \times (h_1 - h_4) \\
 &= 10190,19 \text{ kJ/s} \\
 &= 10190,19 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

5) Effisiensi Termal

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{\text{net}} &= \dot{W}_{\text{turbin}} - \dot{W}_{\text{wfpump}} \\
 &= 2472,96 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} \times 100\%$$

$$\eta = 24,27 \%$$

#### 4.5.4. Fluida Kerja Refrigeran R-32

1) Laju Aliran Massa Fluida Kerja

Pada kondenser, temperatur air laut keluar kondenser  $T_{\text{c out}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Temperatur fluida kerja dikunci pada  $T_{\text{wf in}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  dan  $T_{\text{wf out}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$  pada kondenser. Berikut adalah nilai laju aliran massa fluida kerja yang dihitung dengan menggunakan rumusan heat and mass balance pada kondenser:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{wf}} &= Q_{\text{csw}} \\
 \dot{m}_{\text{wf}} \times (h_{\text{wf in}} - h_{\text{wf out}}) &= \dot{m}_{\text{cw}} \times c_{\text{cw}} \times (T_{\text{cw in}} - T_{\text{cw out}}) \\
 \dot{m}_{\text{wf}} &= \frac{\dot{m}_{\text{cw}} \times c_{\text{cw}} \times (T_{\text{cw in}} - T_{\text{cw out}})}{(h_{\text{wf in}} - h_{\text{wf out}})}
 \end{aligned}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cw} &= 500 \text{ kg/s} \\ T_{c \text{ in}} &= 5 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{c \text{ out}} &= 10 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{wf \text{ in}} &= 15 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (} T_{wf} \text{ inlet turbin - temperature drop pada turbin)} \\ T_{wf \text{ out}} &= 12 \text{ } ^\circ\text{C} \\ C_{cw} &= 3,85 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

dengan menggunakan tabel dan grafik *Thermophysical Properties of Refrigerant* (ASHRAE Handbook, 2017), data  $T_{wf}$  digunakan untuk mencari nilai entalpi  $h$  pada kondenser

$$\begin{aligned} T_{wf \text{ in}} &= 15 \text{ } ^\circ\text{C} \\ h_{wf \text{ in}} &= 516,93 \text{ kJ/kg (vapor)} ; \text{ nilai entalpi didapat dari interpolasi tabel yang dijelaskan pada lampiran 6.} \\ T_{wf \text{ out}} &= 12 \text{ } ^\circ\text{C} \\ h_{wf \text{ out}} &= 221,36 \text{ kJ/kg (liquid)} \end{aligned}$$

maka, perhitungan  $\dot{m}_{wf}$  menjadi

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{cw} \times c_{cw} \times (T_{cw \text{ in}} - T_{cw \text{ out}})}{(h_{wf \text{ in}} - h_{wf \text{ out}})}$$

$$\dot{m}_{wf} = 32,56 \text{ kg/s}$$

## 2) Perhitungan $\dot{W}_{\text{turbin}}$

Untuk dapat mengitung  $\dot{W}_{\text{turbin}}$ , perlu digunakan diagram P-h fluida kerja R-32, kemudian menentukan karakteristik fluida kerja pada setiap titik. Seperti yg telah ditampilkan pada **Gambar 4.15**.

Point 1 = Uap R-32 memasuki turbin

Point 2 = R-32 jenuh memasuki condenser

Point 3 = R-32 cair memasuki pompa kerja

Point 4 = R-32 keluar dari pompa dan masuk evaporator

- Point 1

Dengan menggunakan tabel *Superheated Vapor Properties* R-32, maka akan didapatkan karakteristik pada point 1

$$T_1 = 26,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0,624 \text{ MPa}$$

$$h_1 = 523,6 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 2,086 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

- Point 2

Pada bagian outlet turbin, dengan menggunakan tabel *Saturated Vapor Properties* R-32, maka akan didapatkan karakteristik pada point 2

$$\begin{aligned} T_2 &= 15 && ^\circ\text{C} \\ P_2 &= 0,439 && \text{MPa} \\ h_f &= 226,1 && \text{kJ/kg} \\ h_g &= 516,6 && \text{kJ/kg} \\ h_{fg} &= 291 && \text{kJ/kg} \\ x_2 &= 0,8 \end{aligned}$$

maka,

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f + x_2 (h_{fg}) \\ &= 458,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai  $h_1$  dan  $h_2$ , maka dapat dihitung  $\dot{W}_{\text{turbin}}$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{turbin}} &= \dot{m}_{\text{wf}} \times (h_1 - h_2) \\ &= 2118,6 \text{ kJ/s} \\ &= 2118,6 \text{ kW} \end{aligned}$$

### 3) Perhitungan $\dot{W}_{\text{turbin}}$

- Point 3

$$\begin{aligned} T_3 &= 12 && ^\circ\text{C} \\ h_3 &= 220,8 && \text{kJ/kg} \\ v_3 &= 0,001074 && \text{m}^3/\text{kg} \\ P_3 &= P_2 \\ &= 0,439 && \text{Mpa} \\ &= 439,8 && \text{Pa} \end{aligned}$$

- Point 4

$$\begin{aligned} h_4 &= h_3 + v_3(P_4 - P_3) \\ &= 221 \text{ kJ/kg} \\ P_4 &= P_1 \\ &= 0,623 \text{ MPa} \\ &= 623,9 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai  $P_3$  dan  $P_4$ , maka dapat dihitung  $\dot{W}_{\text{wfpump}}$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{wf}} &= \dot{m}_{\text{wf}} \times v \times (P_4 - P_3) \\ &= 6,729 \text{ kJ/s} \\ &= 6,729 \text{ kW} \end{aligned}$$

4) Perhitungan  $Q_{in}$ 

$$\begin{aligned} Q_{in} &= \dot{m}_{wf} \times (h_1 - h_4) \\ &= 9852,83 \text{ kJ/s} \\ &= 9852,83 \text{ kW} \end{aligned}$$

## 5) Efisiensi Termal

$$\begin{aligned} \dot{W}_{net} &= \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{wfpump} \\ &= 2111,93 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\dot{W}_{net}}{Q_{in}} \times 100\% \\ \eta &= 21,43 \% \end{aligned}$$

#### 4.6. Hasil Simulasi dan Validasi

Pada sub-bab ini, simulasi dan perhitungan awal yang telah dilakukan akan divalidasi, apakah *error* yang terjadi masih dalam batas wajar atau melebihi batas. Alasan dari *error* yang terjadi juga akan dijelaskan menggunakan analisis grafik simulasi dan perhitungan.

##### 4.6.1. Validasi Simulasi dengan Perhitungan

Validasi dilakukan pada perhitungan  $\dot{W}_{turbin}$  dengan laju aliran massa  $\dot{m}_{ww} = 500 \text{ kg/s}$  &  $\dot{m}_{cw} = 500 \text{ kg/s}$ , rasio 1. Persentase *error* simulasi dihitung dengan persamaan:

$$\% \text{ error} = \frac{|\text{simulasi} - \text{perhitungan}|}{\text{simulasi}} \times 100 \%$$

dengan,

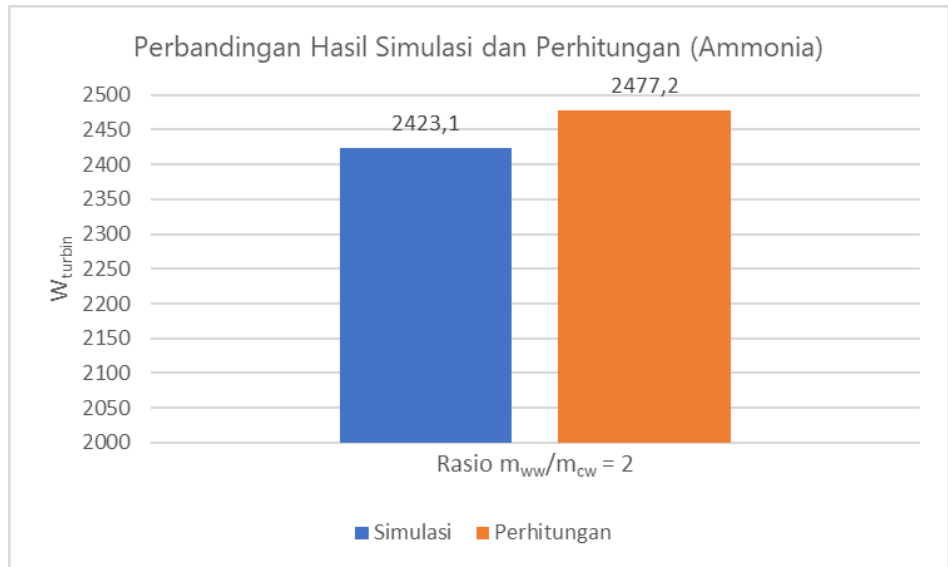
Fluida Kerja	= Ammonia
Simulasi	= 2423,1 kW
Perhitungan	= 2477,2 kW

maka,

$$\% \text{ error} = 2,23 \%$$

Dengan hasil kalkulasi persentase *error*, yaitu 2,23 %. *Error* masih dapat dikatakan dalam batas wajar karena kurang dari 5%. Hal ini menunjukkan bahwa simulasi dengan *Cycle Tempo* cukup akurat. *Error* yang ada disebabkan oleh pembacaan entalpi, entropi, tekanan, volume spesifik, dan karakteristik lain pada setiap titik.

Pada **Gambar 4.16.**, dapat dilihat grafik perbandingan hasil simulasi Cycle Tempo dan perhitungan ammonia. Angka yang dihasilkan oleh perhitungan sedikit lebih besar daripada hasil simulasi.



**Gambar 4.16.** Perbandingan Hasil Simulasi dan Perhitungan (Ammonia)

Untuk fluida kerja Refrigeran R-32,

$$\% \text{ error} = \frac{|\text{simulasi} - \text{perhitungan}|}{\text{simulasi}} \times 100 \%$$

dengan,

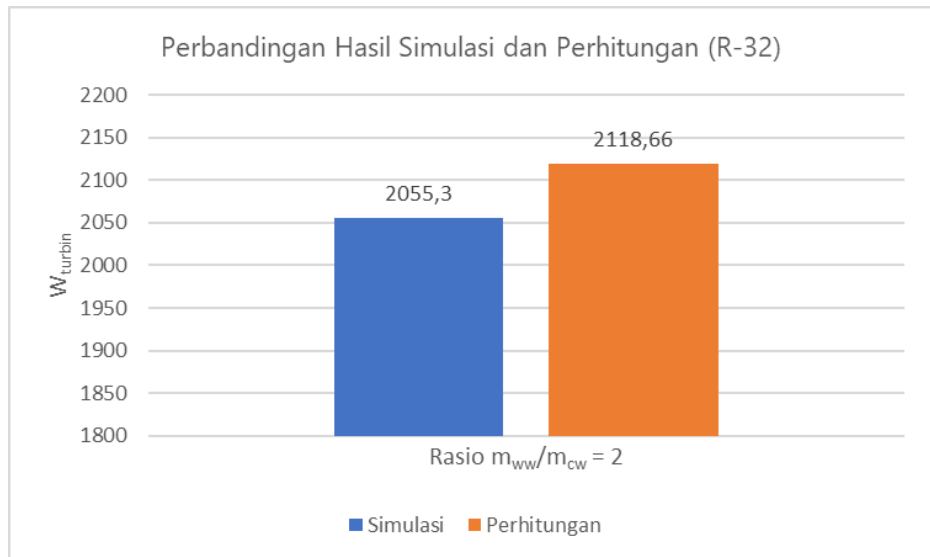
Fluida Kerja	= R-32
Simulasi	= 2055,3 kW
Perhitungan	= 2118,6 kW

maka,

$$\% \text{ error} = 3,08 \%$$

Dengan hasil kalkulasi persentase *error*, yaitu 3,08 %. *Error* masih dapat dikatakan dalam batas wajar karena kurang dari 5%. Hal ini menunjukkan bahwa simulasi dengan *Cycle Tempo* cukup akurat. *Error* yang ada disebabkan oleh pembacaan entalpi, entropi, tekanan, volume spesifik, dan karakteristik lain pada setiap titik.

*Error* pada fluida kerja R-32 menunjukkan *error* yang lebih besar dibanding ammonia, menandakan pembacaan yang kurang akurat pada karakteristik fluida kerja di setiap titik. **Gambar 4.17.** menunjukkan grafik perbandingan hasil simulasi Cycle Tempo dan perhitungan R-32. Angka yang dihasilkan oleh perhitungan sedikit lebih besar daripada hasil simulasi.



**Gambar 4.17.** Perbandingan Hasil Simulasi dan Perhitungan (R-32)

#### 4.6.2. Hasil Simulasi Desain Normal

Pembangkit OTEC yang pernah ada dan diteliti sebelum-sebelumnya kebanyakan menggunakan fluida kerja ammonia karena memiliki titik didih yang sangat rendah dan densitas kritikal yang memadai untuk pertukaran panas dan berubah wujud menjadi uap jenuh. Kemampuan ammonia ini dimanfaatkan dengan menukar energi panas air laut dan ammonia di dalam evaporator sehingga ammonia dapat berubah wujud menjadi uap bertekanan tinggi dan menggerakkan sudu-sudu turbin menyerupai pembangkit tenaga uap dengan siklus rankine. Saat ini, ammonia dianggap sebagai fluida kerja terbaik untuk OTEC.

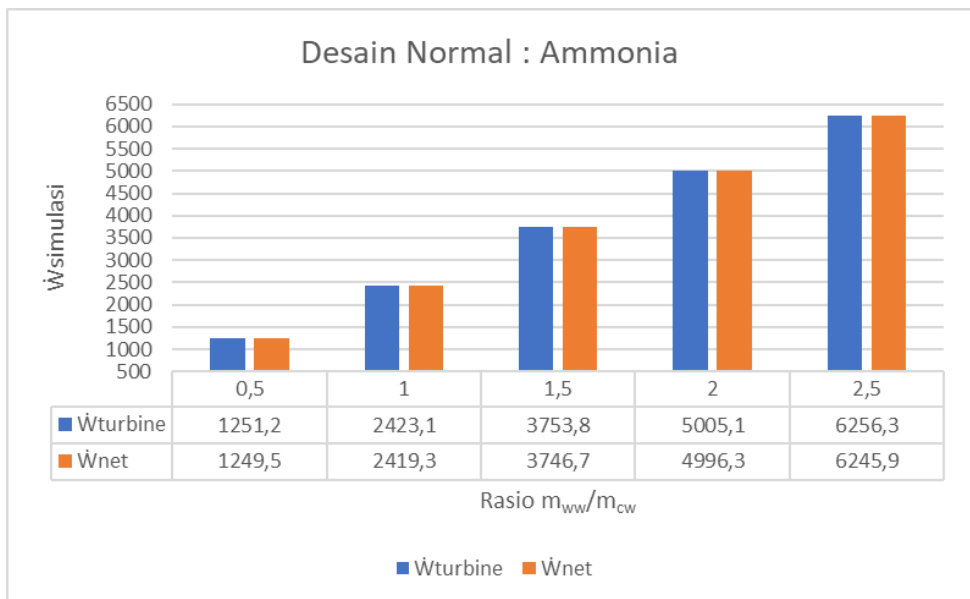
Sebelum menganalisa pengaruh adanya modifikasi dengan *working fluid pre-heater* yang dipasang sebelum evaporator pada desain modifikasi, simulasi yang dihasilkan oleh desain normal perlu dianalisis terlebih dahulu. Dengan memasukkan parameter simulasi, yaitu **tabel 4.4** dan mengacu pada batasan yang telah ditentukan pada sub-bab sebelumnya, yaitu **gambar 4.8**, simulasi pada *Cycle Tempo* dijalankan.

### 1) Fluida Kerja Ammonia

Sifat-sifat fisik ammonia dapat dilihat pada **tabel 2.2**. Setelah simulasi *Cycle Tempo* dijalankan, rangkuman hasil simulasi OTEC desain normal dengan fluida kerja ammonia dicantumkan dalam **tabel 4.11** dan **gambar 4.18**.

**Tabel 4.11.** Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja Ammonia

Rasio	0,5	1	1,5	2	2,5
$\dot{m}_{ww}$	250	500	750	1000	1250
$\dot{m}_{cw}$	500	500	500	500	500
$\dot{W}_{turbine}$	1251,2	2423,1	3753,8	5005,1	6256,3
$\dot{W}_{net}$	1249,5	2419,3	3746,7	4996,3	6245,9



**Gambar 4.18.** Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja Ammonia

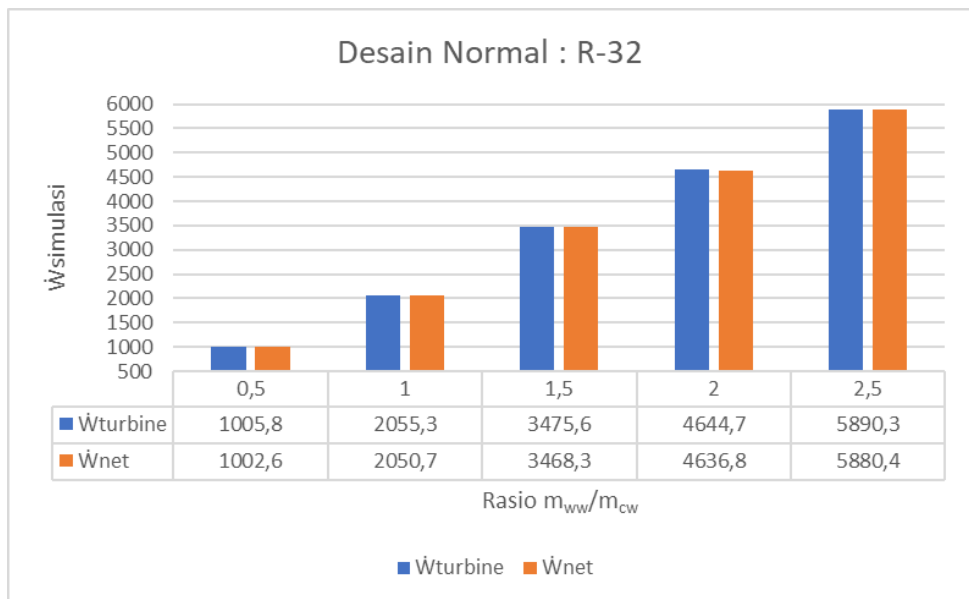
Dari **gambar 4.18.**, hasil simulasi menunjukkan tenaga yang dihasilkan turbin mencapai rata-rata 1000 hingga 6000 kW.  $\dot{W}_{net}$  tertinggi dihasilkan pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2, yaitu 6245,9 kW. Data tersebut juga menunjukkan semakin tinggi rasio laju aliran massa air laut hangat, semakin tinggi juga tenaga turbin yang dihasilkan. Hal ini disebabkan besarnya laju aliran massa air laut yang dapat mempengaruhi kecepatan pertukaran panas pada evaporator dan menghasilkan uap bertekanan tinggi dengan laju aliran massa yang tinggi.

## 2) Fluida Kerja Refrigeran R-32

Sifat-sifat fisik Refrigeran R-32 dapat dilihat pada **tabel 2.3**. Setelah simulasi *Cycle Tempo* dijalankan, rangkuman hasil simulasi OTEC desain normal dengan fluida kerja refrigerant R-32 dicantumkan dalam **tabel 4.12** dan **gambar 4.19**.

**Tabel 4.12.** Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja R-32

Rasio	0,5	1	1,5	2	2,5
$\dot{m}_{ww}$	250	500	750	1000	1250
$\dot{m}_{cw}$	500	500	500	500	500
$\dot{W}_{turbine}$	1005,8	2055,3	3475,6	4644,7	5890,3
$\dot{W}_{net}$	1002,6	2050,7	3468,3	4636,8	5880,4



**Gambar 4.19.** Hasil Simulasi Desain Normal Fluida Kerja R-32

Dari **gambar 4.19**., hasil simulasi menunjukkan tenaga yang dihasilkan turbin mencapai rata-rata 1000 hingga 6000 kW. Sama dengan ammonia,  $\dot{W}_{net}$  tertinggi dihasilkan pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2, yaitu 5880,4 kW. Data tersebut juga menunjukkan semakin tinggi rasio laju aliran massa air laut hangat, semakin tinggi juga tenaga turbin yang dihasilkan. Hal ini disebabkan oleh laju aliran massa fluida kerja R-32 berbanding lurus dengan laju aliran massa air laut hangat, kesimpulan ini dapat diperkirakan dari persamaan heat balance dari evaporator.



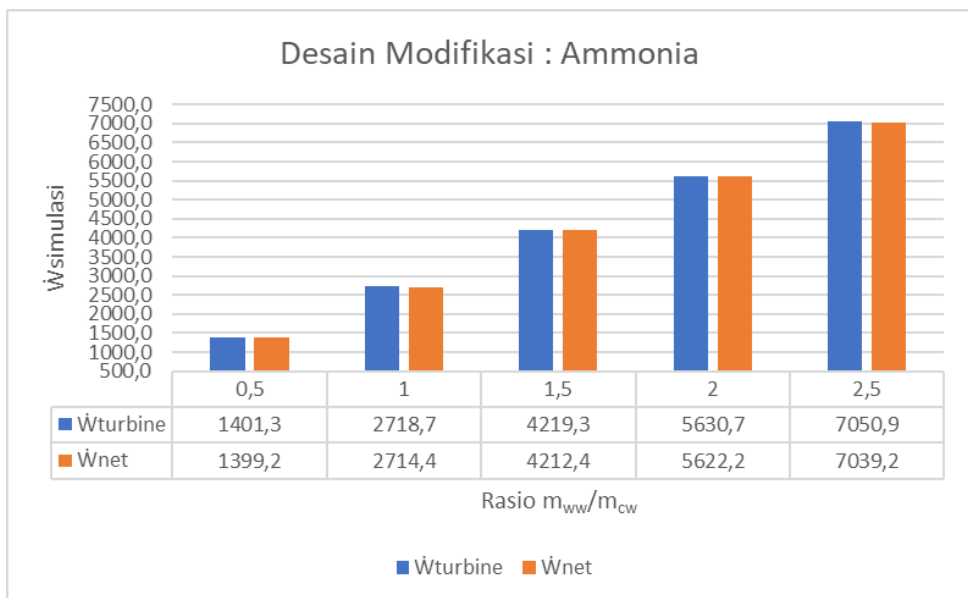
### 4.6.3. Hasil Simulasi Desain Modifikasi

#### 1) Fluida Kerja Ammonia

Simulasi dilakukan dengan parameter yang sama dengan desain normal. Namun pada bagian *pre-heater*,  $\Delta T$  air laut hangat diatur 5 °C. Rangkuman hasil simulasi OTEC desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater* menggunakan fluida kerja ammonia dicantumkan dalam **tabel 4.13** dan **gambar 4.20**.

**Tabel 4.13.** Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja Ammonia

Rasio	0,5	1	1,5	2	2,5
$\dot{m}_{ww}$	250	500	750	1000	1250
$\dot{m}_{cw}$	500	500	500	500	500
$\dot{W}_{turbine}$	1401,3	2718,7	4219,3	5630,7	7050,9
$\dot{W}_{net}$	1399,2	2714,4	4212,4	5622,2	7039,2



**Gambar 4.20.** Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja Ammonia

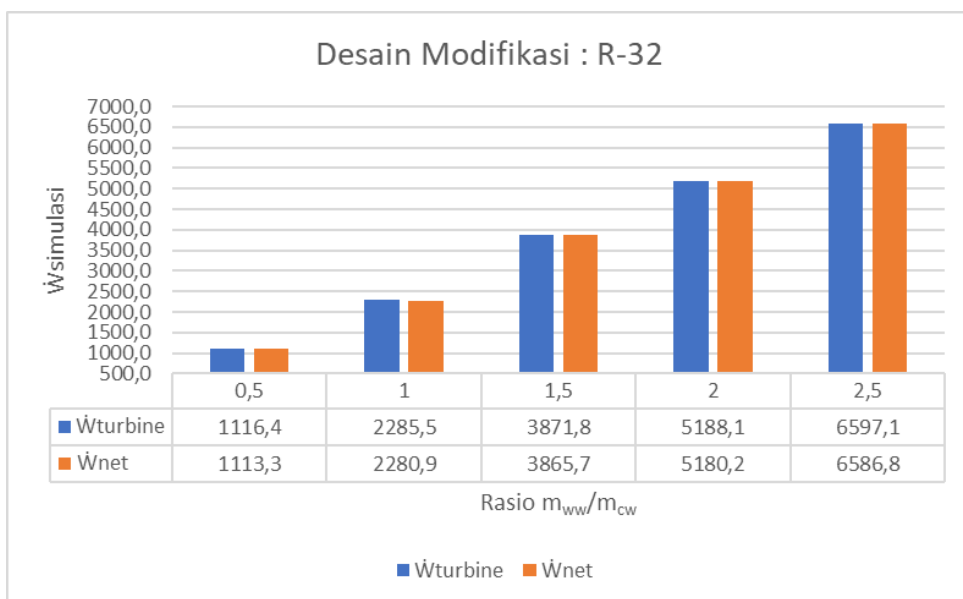
Dari **gambar 4.20.**, hasil simulasi menunjukkan tenaga yang dihasilkan turbin dengan desain modifikasi menggunakan ammonia mencapai rata-rata 1400 hingga 7000 kW.  $\dot{W}_{net}$  tertinggi tetap dihasilkan pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2, yaitu 7039,2 kW. Dengan kenaikan rasio laju aliran massa air laut hangat dan dingin, tenaga turbin yang dihasilkan juga mengalami kenaikan.

## 2) Fluida Kerja Refrigeran R-32

Simulasi *Cycle Tempo* pada bagian *pre-heater*, sama dengan input parameter pada fluida kerja ammonia.  $\Delta T$  air laut hangat diatur 5 °C. Rangkuman hasil simulasi OTEC desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater* menggunakan fluida kerja refrigeran R-32 dicantumkan dalam **tabel 4.14** dan **gambar 4.21**.

**Tabel 4.14.** Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja R-32

Rasio	0,5	1	1,5	2	2,5
$\dot{m}_{ww}$	250	500	750	1000	1250
$\dot{m}_{cw}$	500	500	500	500	500
$\dot{W}_{turbine}$	1116,4	2285,5	3871,8	5188,1	6597,1
$\dot{W}_{net}$	1113,3	2280,9	3865,7	5180,2	6586,8



**Gambar 4.21.** Hasil Simulasi Desain Modifikasi Fluida Kerja R-32

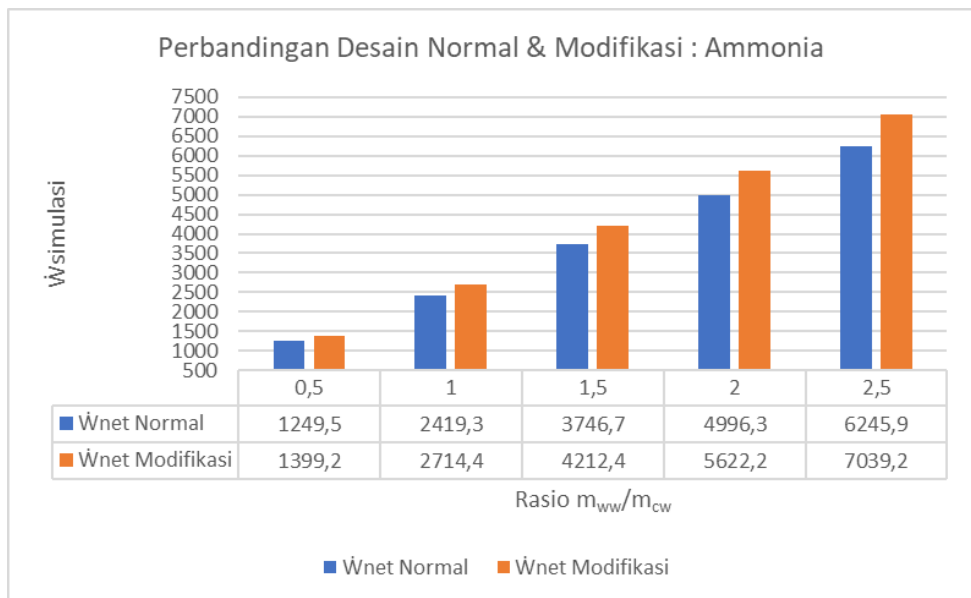
Dari **gambar 4.21.**, hasil simulasi menunjukkan tenaga yang dihasilkan turbin dengan desain modifikasi menggunakan R-32 mencapai rata-rata 1000 hingga 6500 kW.  $\dot{W}_{net}$  tertinggi dihasilkan pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2, yaitu 6586,8 kW. Seperti pada desain normal, dengan kenaikan rasio laju aliran massa air laut hangat dan dingin, tenaga turbin yang dihasilkan juga mengalami kenaikan. Namun desain modifikasi menghasilkan daya yang lebih tinggi.

#### 4.6.4. Pengaruh Desain Modifikasi dengan *Working Fluid Pre-heater*

Pada penelitian ini, akan dilakukan modifikasi pada desain sistem OTEC siklus tertutup dengan penambahan *pre-heater* untuk fluida kerja. Fungsinya sama dengan *feed water heater* pada sistem turbin uap, yaitu berfungsi untuk meningkatkan temperatur fluida kerja sebelum masuk evaporator. Sehingga energi yang dibutuhkan evaporator lebih sedikit dibandingkan tanpa *pre-heater*.

##### 1) Fluida Kerja Ammonia

Rangkuman perbandingan hasil simulasi OTEC desain normal dengan desain modifikasi *working fluid pre-heater* menggunakan fluida kerja ammonia dicantumkan pada **gambar 4.22**.

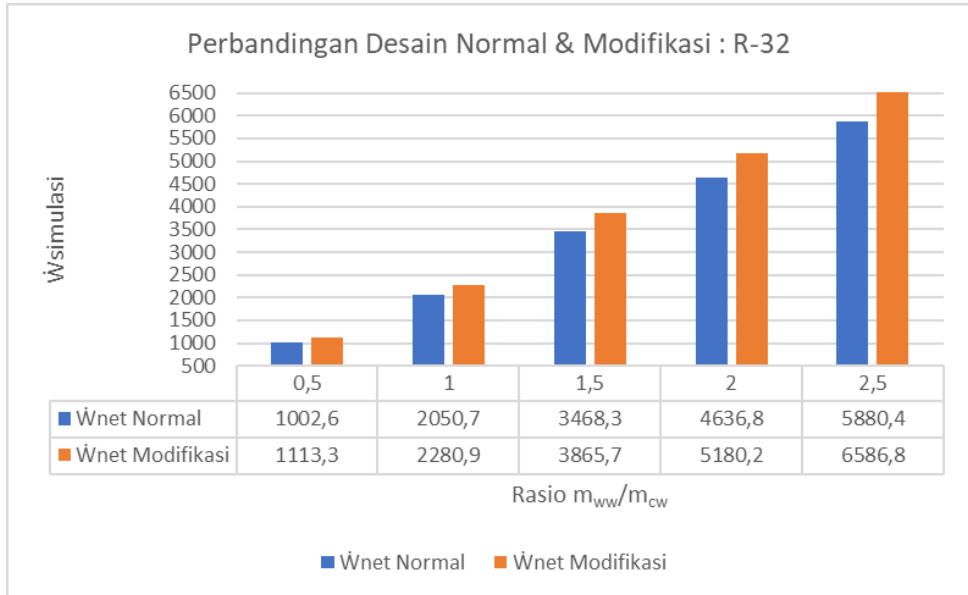


**Gambar 4.22.** Perbandingan Desain Normal dan Modifikasi (Ammonia)

Dari **gambar 4.22.**, pada fluida kerja ammonia,  $\dot{W}_{net}$  desain modifikasi menunjukkan nilai beberapa persen lebih tinggi daripada  $\dot{W}_{net}$  desain normal. Pada rasio 0,5, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 149,7 kW. Pada rasio 1, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 295 kW. Pada rasio 1,5, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 465,7 kW. Pada rasio 2, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 625,9 kW. Pada rasio 2,5, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 793,3 kW. Dari hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater* dapat meningkatkan daya yang dihasilkan turbin sebesar 12-13% dari *design point* pada desain OTEC normal.

## 2) Fluida Kerja Refrigeran R-32

Rangkuman perbandingan hasil simulasi OTEC desain normal dengan desain modifikasi *working fluid pre-heater* menggunakan fluida kerja refrigeran R-32 dicantumkan pada **gambar 4.23**.



**Gambar 4.23.** Perbandingan Desain Normal dan Modifikasi (R-32)

Dari **gambar 4.23.**, pada fluida kerja refrigeran R-32,  $\dot{W}_{net}$  desain modifikasi menunjukkan nilai beberapa persen lebih tinggi daripada  $\dot{W}_{net}$  desain normal. Pada rasio 0,5, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 110,7 kW. Pada rasio 1, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 230,2 kW. Pada rasio 1,5, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 397,4 kW. Pada rasio 2, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 543,4 kW. Pada rasio 2,5, terdapat kenaikan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 706,4 kW. Dari hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater* dapat meningkatkan daya yang dihasilkan turbin sebesar 11-12% dari *design point* pada desain OTEC normal.

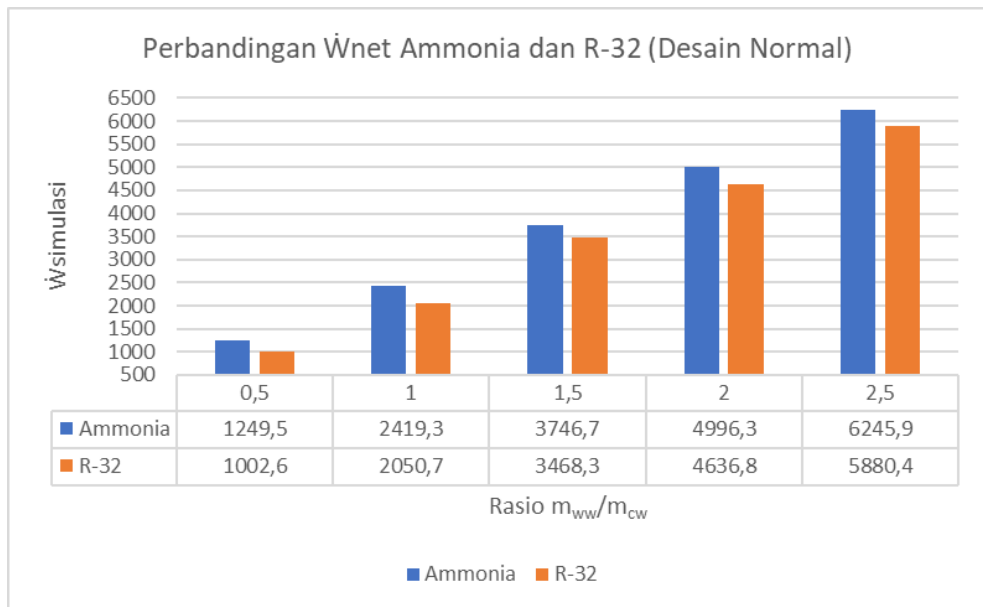
### 4.6.5. Perbandingan Fluida Kerja Ammonia dan Refrigeran R-32

Pada awal penelitian, ammonia dianggap sebagai fluida kerja yang paling tepat untuk sistem pembangkit OTEC. Namun, pada tahun 2012, perusahaan Daikin dari Jepang menemukan Refrigeran R-32 yang memiliki beberapa keuntungan dibanding refrigeran yang lain. Sehingga beberapa ilmuwan mulai meneliti R-32 untuk dijadikan pengganti ammonia.

Pada penelitian ini, sistem pembangkit OTEC menggunakan fluida kerja ammonia dan refrigeran R-32. Dengan titik didih, temperatur kritis, dan densitas kritis yang tidak berbeda jauh, kedua fluida kerja ini akan dibandingkan dari segi daya yang dihasilkan, baik pada desain OTEC normal maupun desain modifikasi.

1) Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  pada Setiap Rasio Desain Normal

$\dot{W}_{net}$  desain normal telah ditampilkan pada sub-bab sebelumnya. Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  antara fluida kerja ammonia dan R-32 pada setiap rasionya ditampilkan pada **gambar 4.24** dan **tabel 4.15**.



**Gambar 4.24.** Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  Ammonia dan R-32 (Desain Normal)

$$\text{Perbandingan} = \frac{\dot{W}_{net} \text{ Ammonia}}{\dot{W}_{net} \text{ R-32}}$$

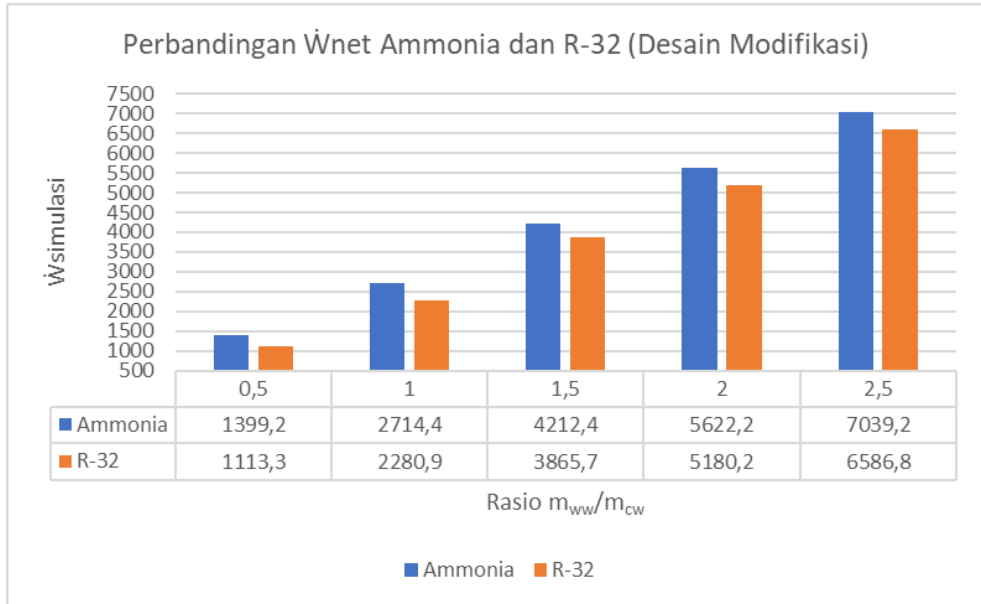
**Tabel 4.15.** Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  Ammonia dan R-32 (Desain Normal)

Fluida Kerja	0,5	1	1,5	2	2,5
Ammonia	1249,5	2419,3	3746,7	4996,3	6245,9
R-32	1002,6	2050,7	3468,3	4636,8	5880,4
Perbandingan	1,246	1,180	1,080	1,078	1,062

Dari perbandingan pada **tabel 4.15**, dapat disimpulkan bahwa ammonia dapat menghasilkan daya setidaknya 1-1,3 % lebih besar dari R-32.

2) Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  pada Setiap Rasio Desain Modifikasi

$\dot{W}_{net}$  desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater* telah ditampilkan pada sub-bab sebelumnya. Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  antara fluida kerja ammonia dan R-32 pada setiap rasionya ditampilkan pada **gambar 4.25** dan **tabel 4.16**.



**Gambar 4.25.** Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  Ammonia dan R-32 (Desain Modifikasi)

$$\text{Perbandingan} = \frac{\dot{W}_{net} \text{ Ammonia}}{\dot{W}_{net} \text{ R-32}}$$

**Tabel 4.16.** Perbandingan  $\dot{W}_{net}$  Ammonia dan R-32 (Desain Modifikasi)

Fluida Kerja	0,5	1	1,5	2	2,5
Ammonia	1399,2	2714,4	4212,4	5622,2	7039,2
R-32	1113,3	2280,9	3865,7	5180,2	6586,8
Perbandingan	1,257	1,190	1,090	1,085	1,069

Dari perbandingan pada **tabel 4.16**, dapat disimpulkan bahwa ammonia dapat menghasilkan daya setidaknya 1-1,3 % lebih besar dari R-32 pada desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater*.

## BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Beberapa hasil yang dapat disimpulkan dari analisa desain modifikasi sistem pembangkit OTEC siklus tertutup dengan *working fluid pre-heater* menggunakan software *cycle tempo* adalah sebagai berikut :

1. Simulasi desain sistem pembangkit OTEC normal pada kedua fluida kerja menghasilkan daya terbesar pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2,5 ( $\dot{m}_{ww} = 1250$  kg/s dan  $\dot{m}_{cw} = 500$  kg/s) dengan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 6,2 MW untuk fluida kerja ammonia dan 5,8 MW untuk fluida kerja R-32. Daya yang dihasilkan meningkat seiring dengan meningkatnya rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$ . Dari data tersebut dapat disimpulkan bahwa besarnya laju aliran massa air laut hangat dapat mempengaruhi kecepatan pertukaran panas pada evaporator dan menghasilkan uap bertekanan tinggi dengan laju aliran massa yang tinggi sehingga dapat menghasilkan daya yang lebih tinggi,
2. Simulasi desain modifikasi sistem pembangkit OTEC dengan *working fluid pre-heater* pada kedua fluida kerja menghasilkan daya terbesar pada rasio  $\dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$  2,5 ( $\dot{m}_{ww} = 1250$  kg/s dan  $\dot{m}_{cw} = 500$  kg/s) dengan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 7 MW untuk fluida kerja ammonia dan 6,5 MW untuk fluida kerja R-32. Dari data tersebut dapat disimpulkan bahwa desain modifikasi dengan *working fluid pre-heater* dapat meningkatkan daya yang dihasilkan turbin kurang lebih sebesar 11-14 % dari design point pada desain OTEC normal,
3. Hasil simulasi antara fluida kerja ammonia dan refrigeran R-32 menunjukkan perbedaan yang tidak terlalu besar. Baik pada desain normal maupun desain modifikasi, fluida kerja ammonia dapat menghasilkan daya 1-1,3 % lebih besar dibandingkan refrigeran R-32.

### 3.2. Saran

Untuk menyempurnakan penelitian ini maka terdapat beberapa saran yang dapat dilakukan pada penelitian selanjutnya, antara lain:

1. Perlu diteliti sistem pembangkit OTEC dengan fluida kerja yang lebih variatif, tidak hanya ammonia dan refrigeran R-32. Terdapat beberapa refrigeran yang dimungkinkan memiliki karakteristik yang memadai untuk pembangkit OTEC,
2. Perlu dikembangkan analisis lebih lanjut apabila laju aliran massa air laut dingin yang divariasikan terhadap laju aliran massa air laut hangat yang konstan,

3. Perlu dikembangkan analisis lebih lanjut apabila temperatur air laut yang divariasikan sehingga dapat diketahui pengaruhnya terhadap daya yang dihasilkan. Sesuai atau tidak dengan rumusan *heat balance* yang telah diteliti sebelumnya.



## DAFTAR PUSTAKA

- A Garmin Company. (2018, March). *Navionics Web Application*. Retrieved March 15, 2018, from Navionics Web Site: <https://webapp.navionics.com>
- Argo Company. (2018). *Global Marine Argo Atlas*. California, USA: Argo Company.
- ASHRAE. (2017). *ASHRAE Fundamental Handbook*. In *ASHRAE Fundamental Handbook* (p. 29 & 30). Atlanta: ASHRAE.
- AspenTech. (2018). *Aspen Plus Version 8.8*. Massachusetts, USA: AspenTech.
- Aydin, H. (2013). Performance Analysis Of A Closed Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System With Solar Preheating And Superheating. *Science Direct*, 163.
- Balai Riset dan Observasi Kelautan. (2014). *Balai Riset dan Observasi Kelautan*. Retrieved from Balai Riset dan Observasi Kelautan Web Site: <http://www.bpol.litbang.kkp.go.id/data-dan-informasi/publikasi-ilmiah>
- Balai Riset dan Observasi Kelautan. (2014). *Peta Persebaran Panas Laut*.
- Bharathan, D. (2011). Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production. *National Renewable Energy Laboratory*.
- Engels, W. (2014). Principle and Preliminary Calculation of Ocean Thermal Energy Conversion. *ASEE Zone 1 Conference*.
- Fitri, S. P. (2017). *Bahan Ajar Mesin Fluida*. Surabaya, Jawa Timur, Indonesia.
- International Towing Tank Conference. (2011). Fresh Water and Seawater Properties. *International Towing Tank Conference*.
- John Wiley & Sons, Inc. (1996). *Computer Aided Thermodynamic Tables 3*. United States of America.
- Karinsha, F. (2017). Studi Potensi Daya Pembangkit Listrik Tenaga Panas Laut di Minahasa Selatan, Sulawesi Utara. *Institut Teknologi Bandung*.

- Moran, M. J. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition*. Ohio: John Wiley & Sons Ltd.
- Nihous, G. C. (2007). A Preliminary Assessment of OTEC Resources. *Hawaii Natural Energy Institute*.
- Onny. (2014). Menghitung Efisiensi Siklus Rankine Sederhana. pp. artikel-teknologi.com.
- Pritchard, P. J. (2011). *Introduction of Fluid Mechanics*. Manhattan: John Wiley & Sons, Inc.
- R., N. T. (2015). Calculation of Diurnal Variation of Efficiency in Ocean Thermal Energy Conversion. *Indian Journal of Science and Technology*.
- Sinuhaji, A. R. (2014). Potential Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Bali. *Science Direct*.
- Soelarso. (2000). *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: PT Pradnya Paramita.
- Soesilo, K. K. (2017). *Simulasi Sistem Pembangkit OTEC Siklus Tertutup dengan Variasi Fluida Kerja Ammonia (NH<sub>3</sub>) dan Refrigerant (R-12, R-22, R-23, R-32, R134a)*. Surabaya: Repository ITS.
- Soto, R. (2013). Thermal power plant efficiency enhancement with Ocean Thermal Energy Conversion. *Science Direct*.

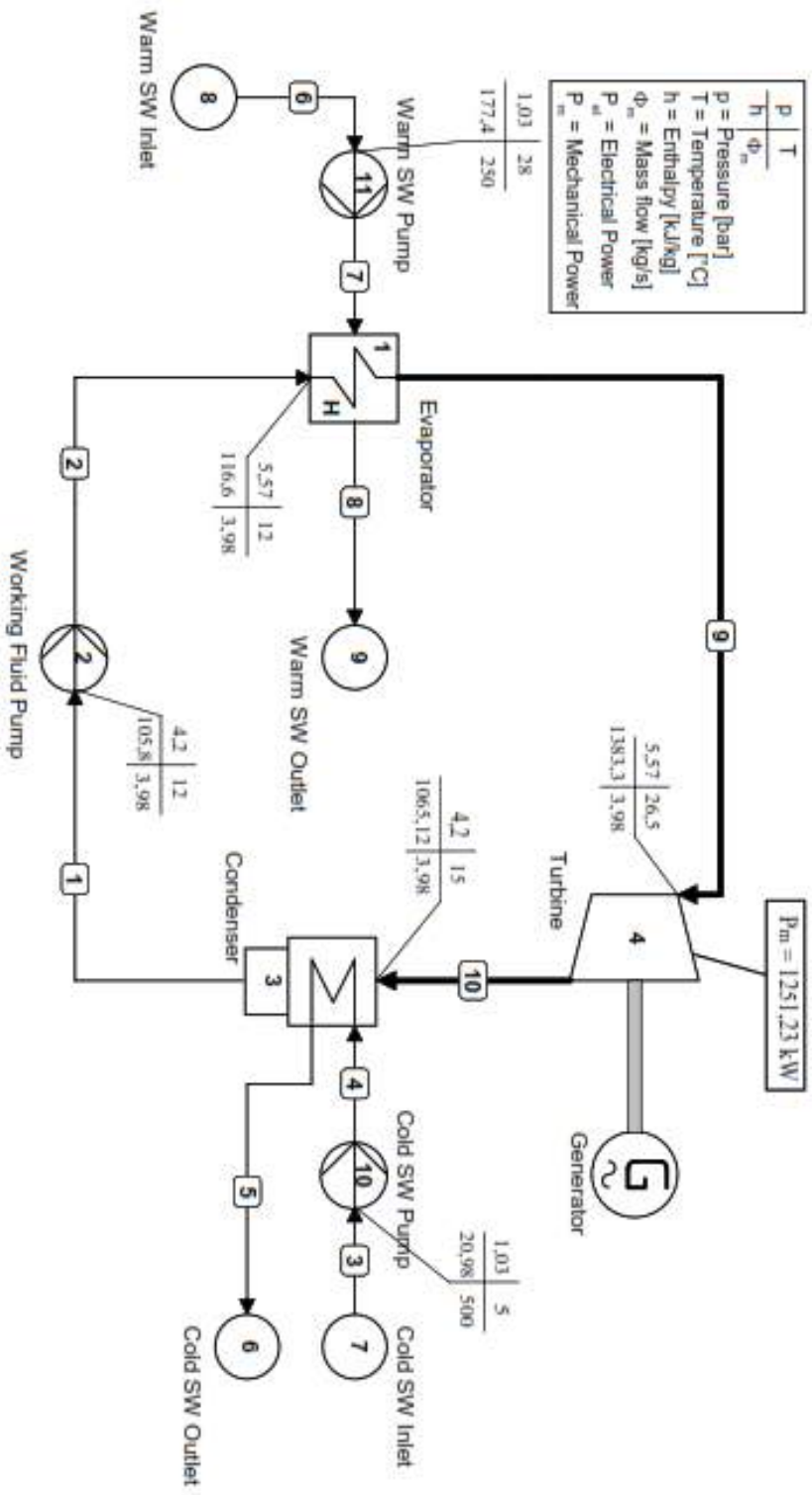
## **LAMPIRAN**

Daftar Lampiran :

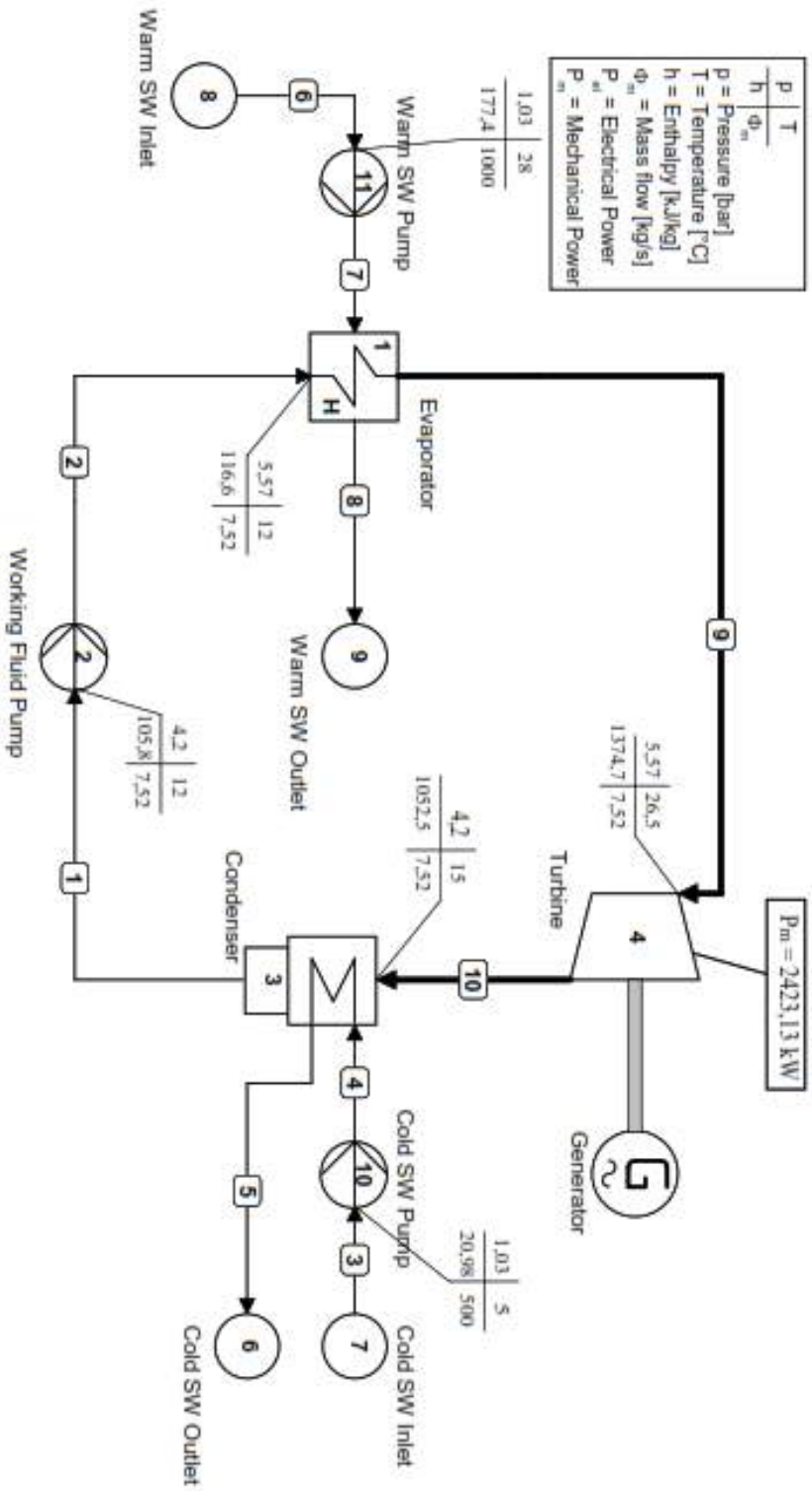
1. Lampiran 1 : Hasil Simulasi Desain Normal,
2. Lampiran 2 : Hasil Simulasi Desain Modifikasi,
3. Lampiran 3 : Batasan Operasional Sistem,
4. Lampiran 4 : Tabel dan Grafik Karakteristik Termodinamika Air, Ammonia, dan Refrigeran R-32.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

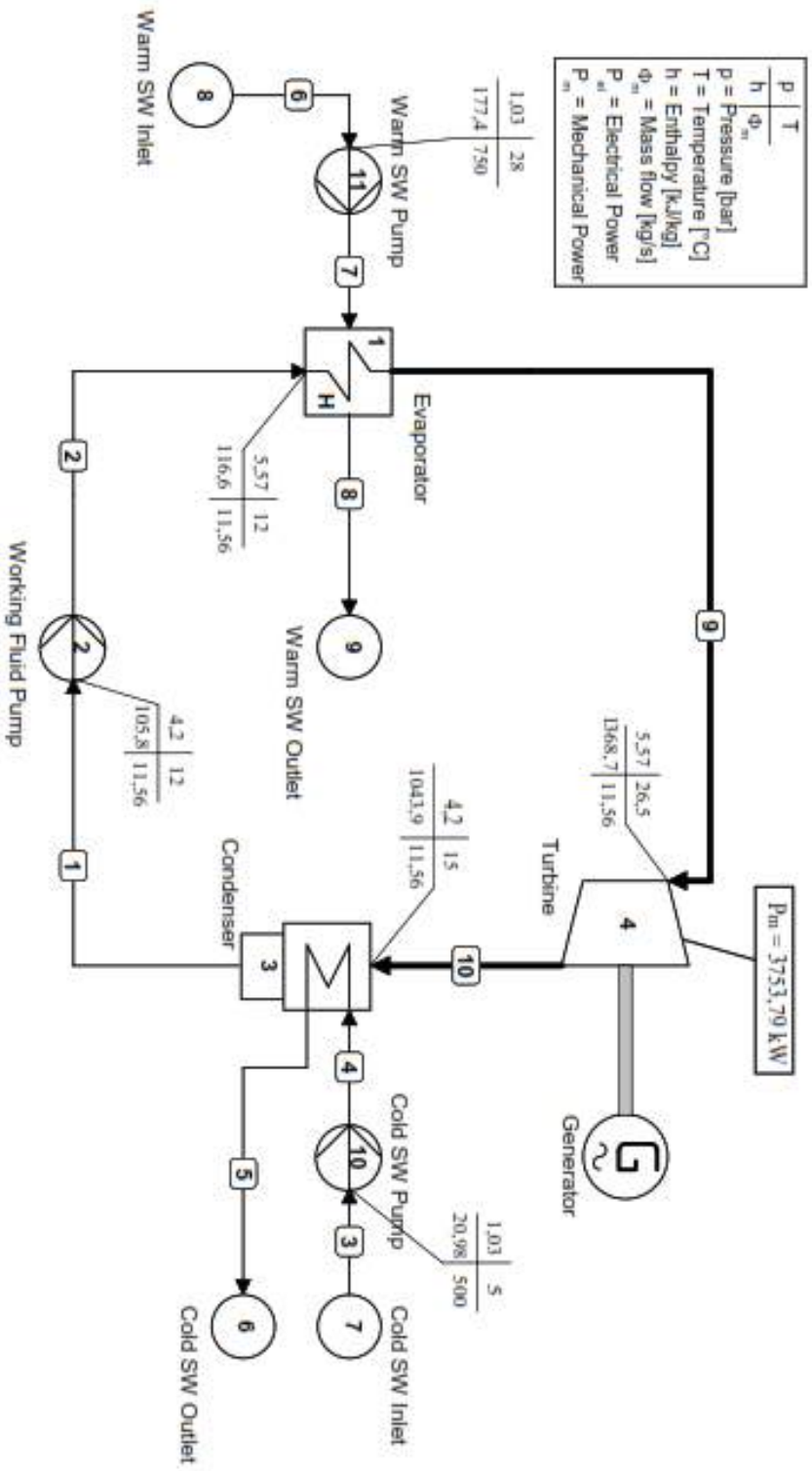
Ammonia, Ratio 0,5



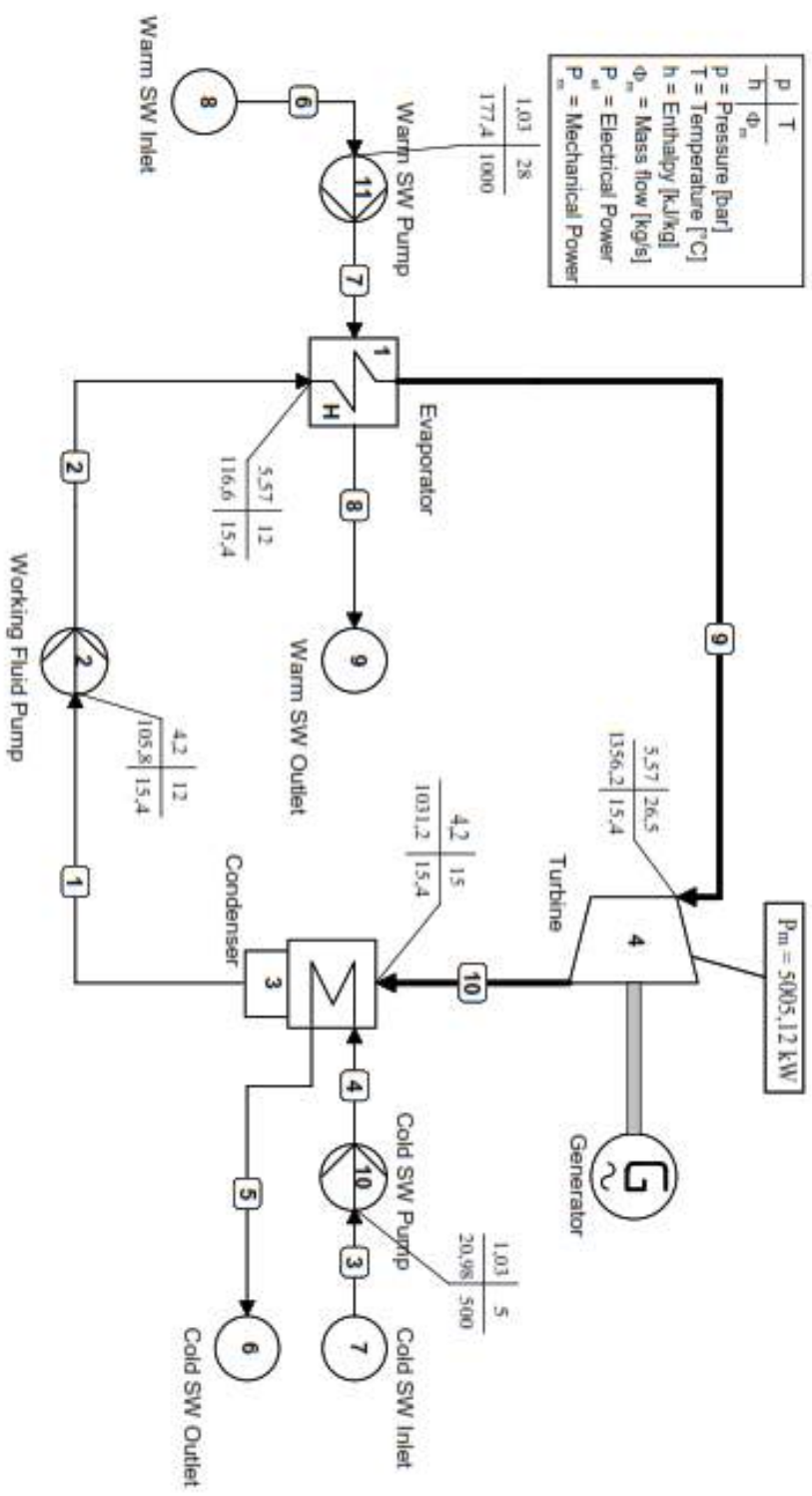
# Ammonia, Rasio 1



Ammonia, Ratio 1,5

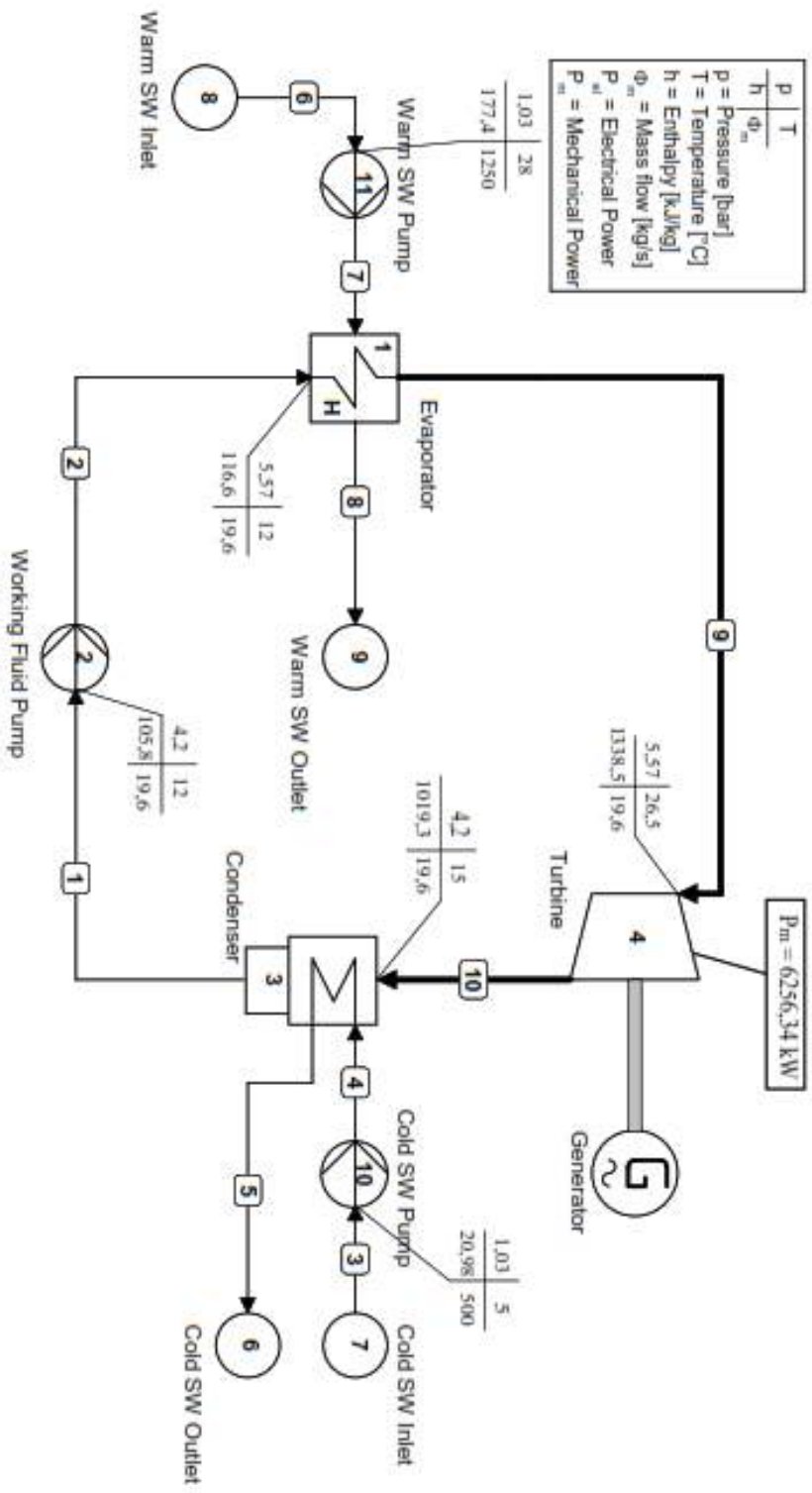


### Ammonia, Rasio 2

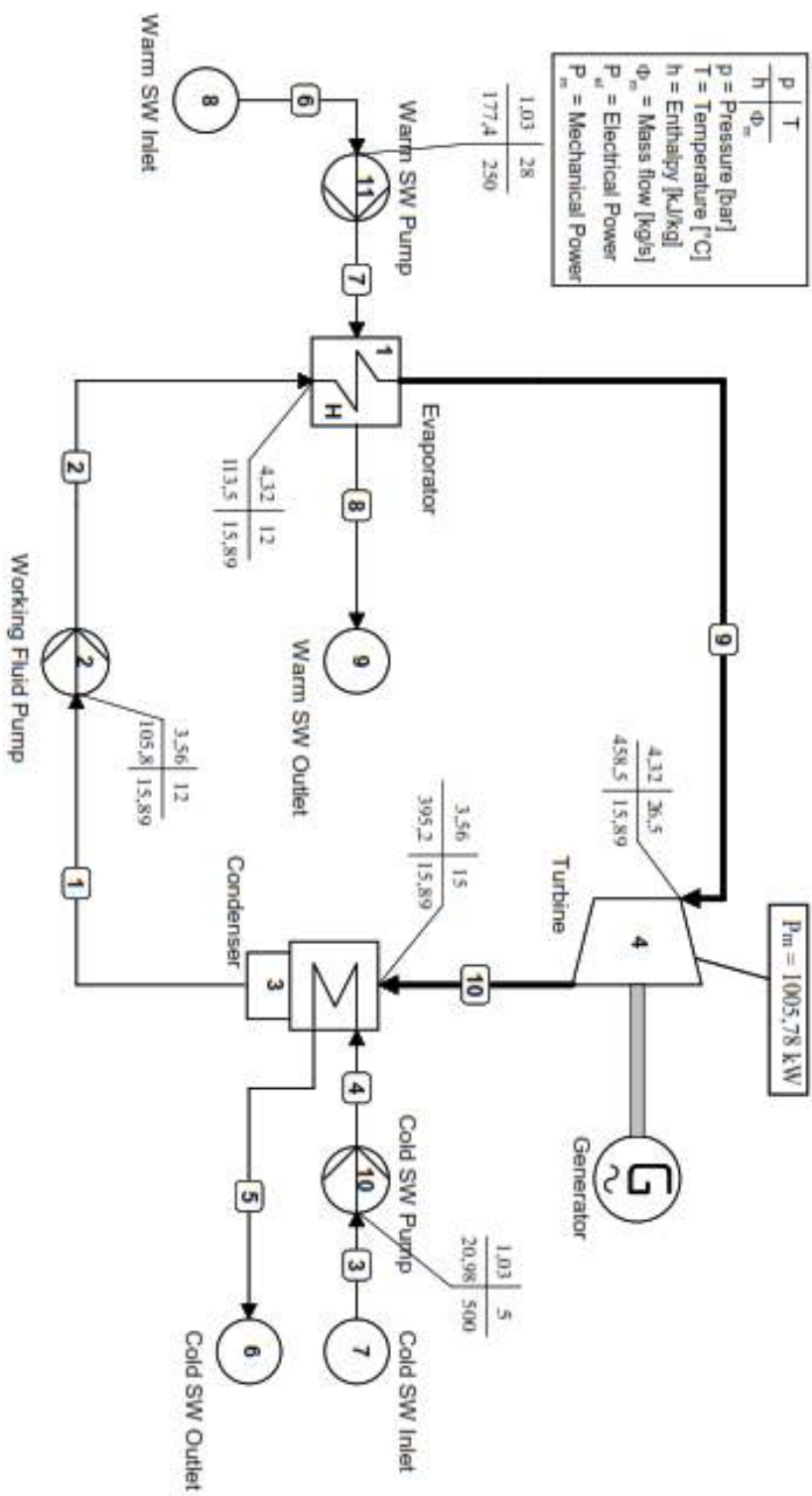




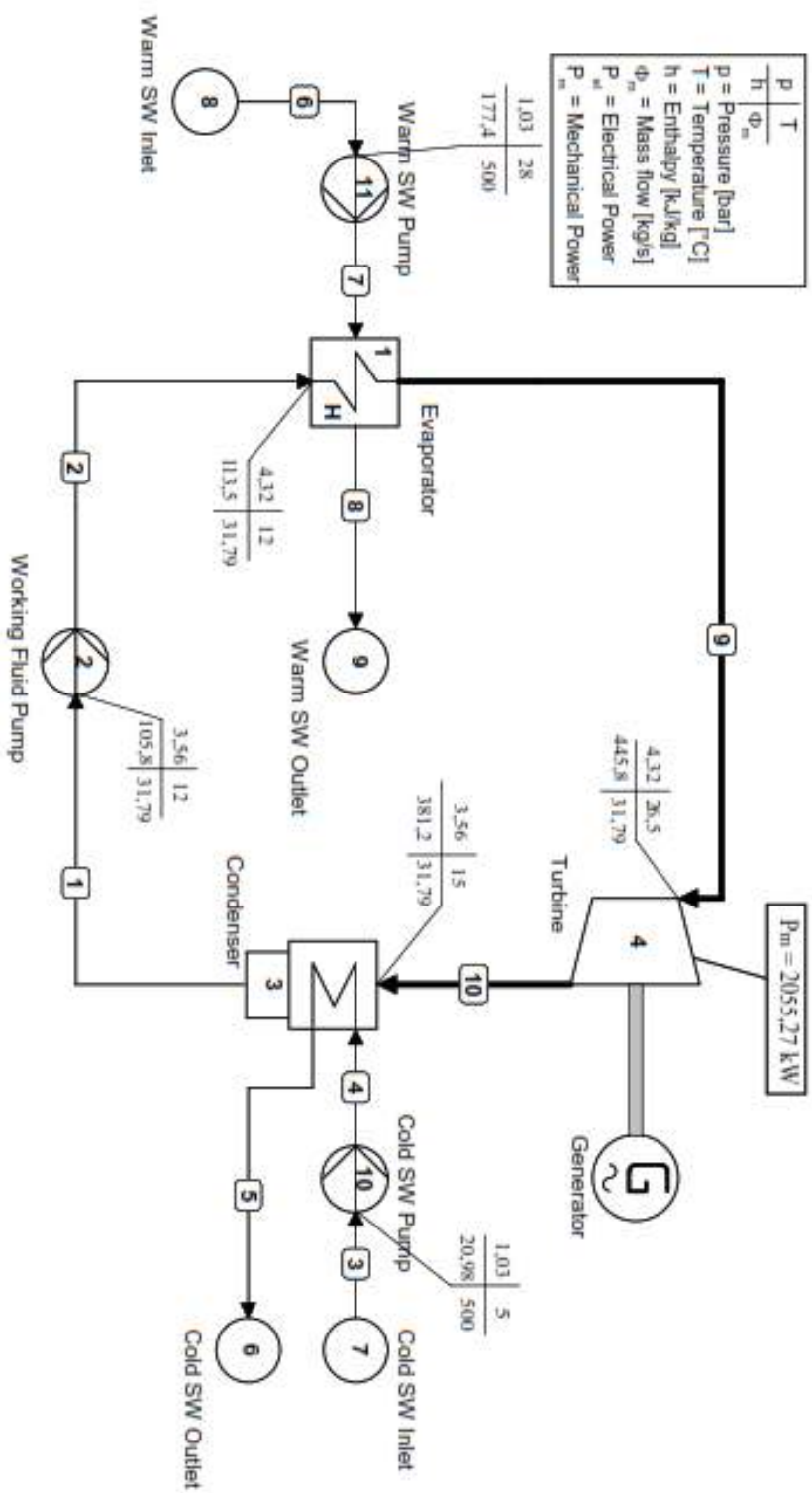
## Ammonia, Rasio 2,5



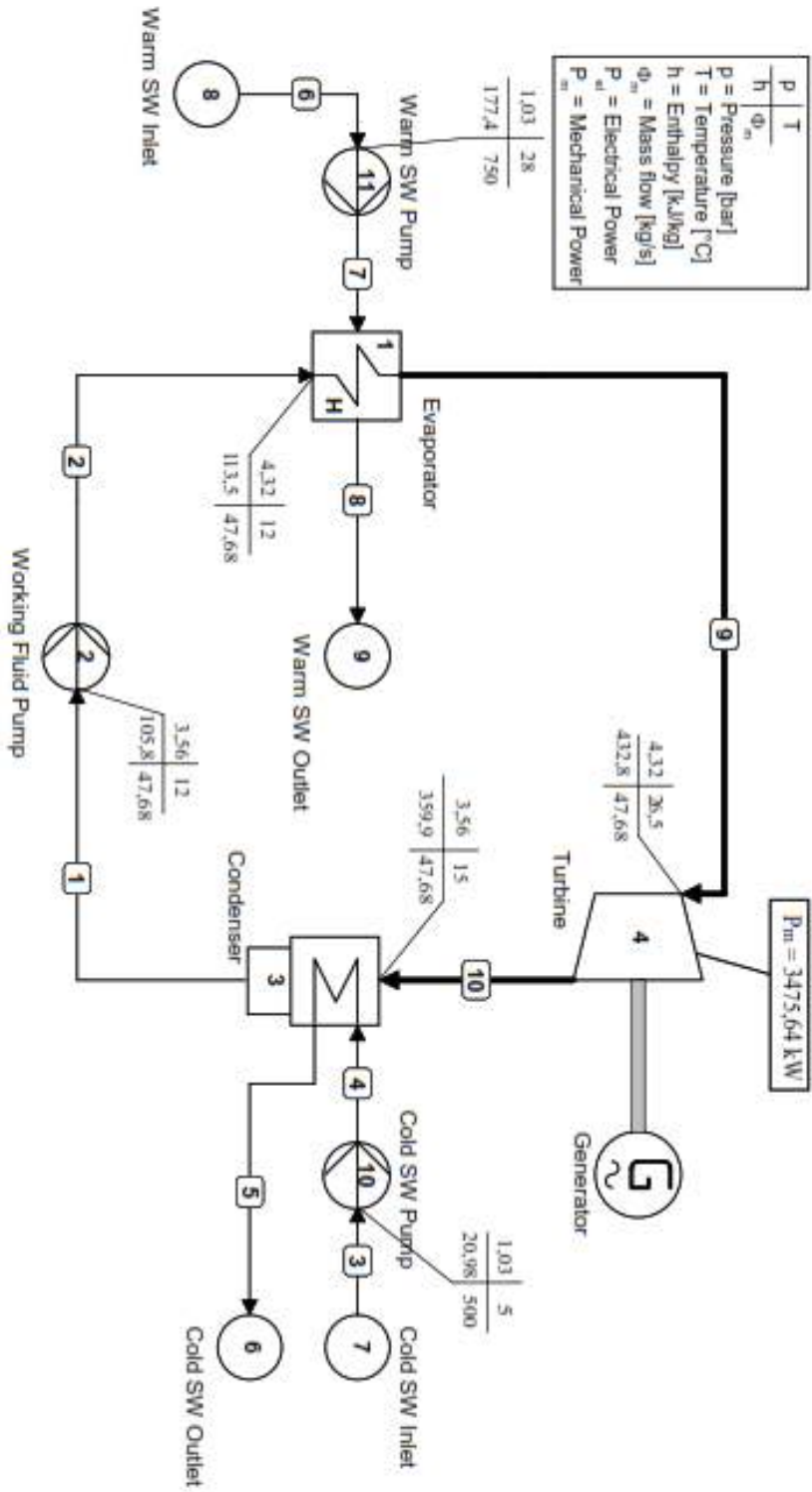
R-32, Rasio 0,5



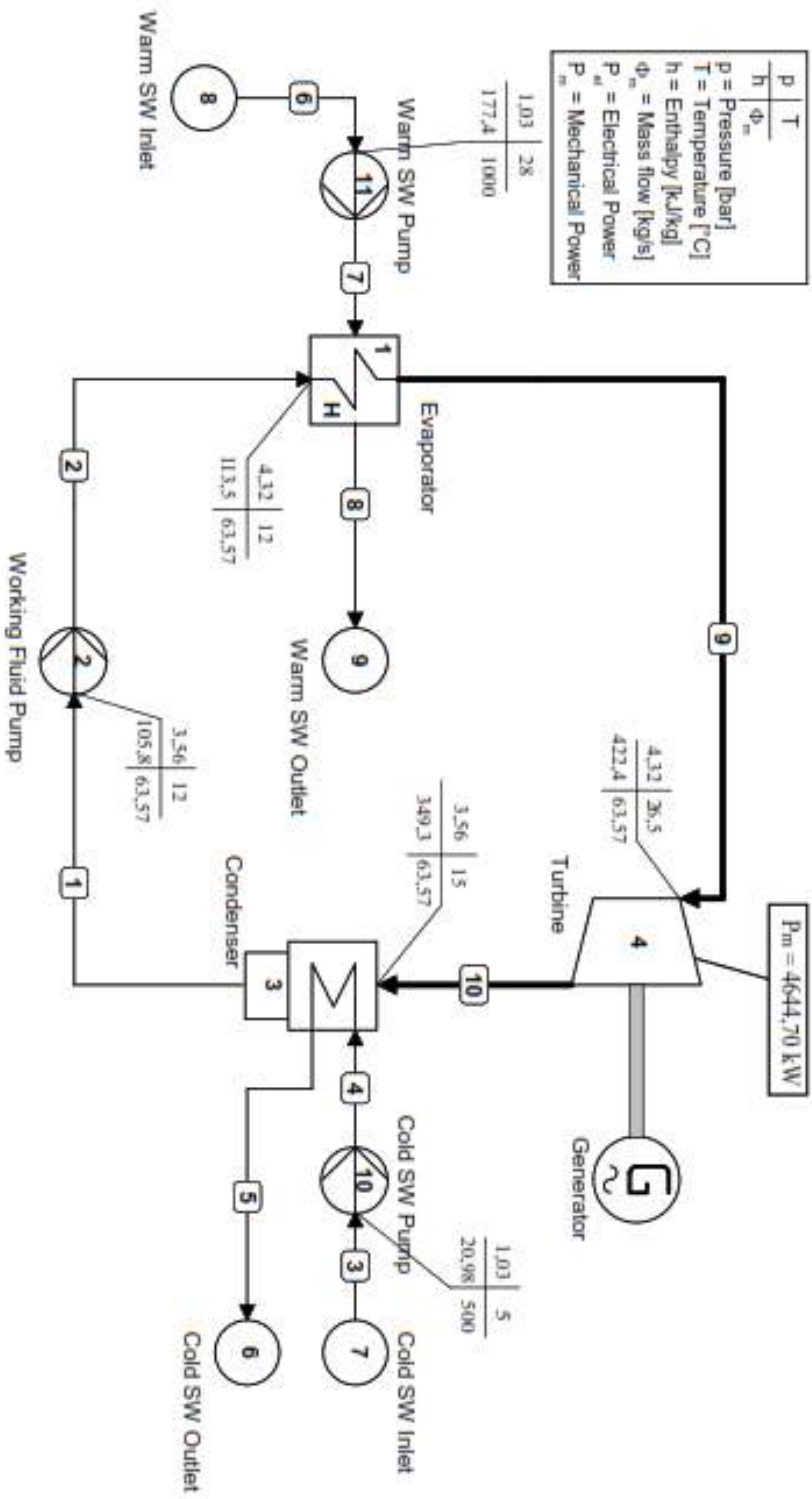
R-32, Rasio 1



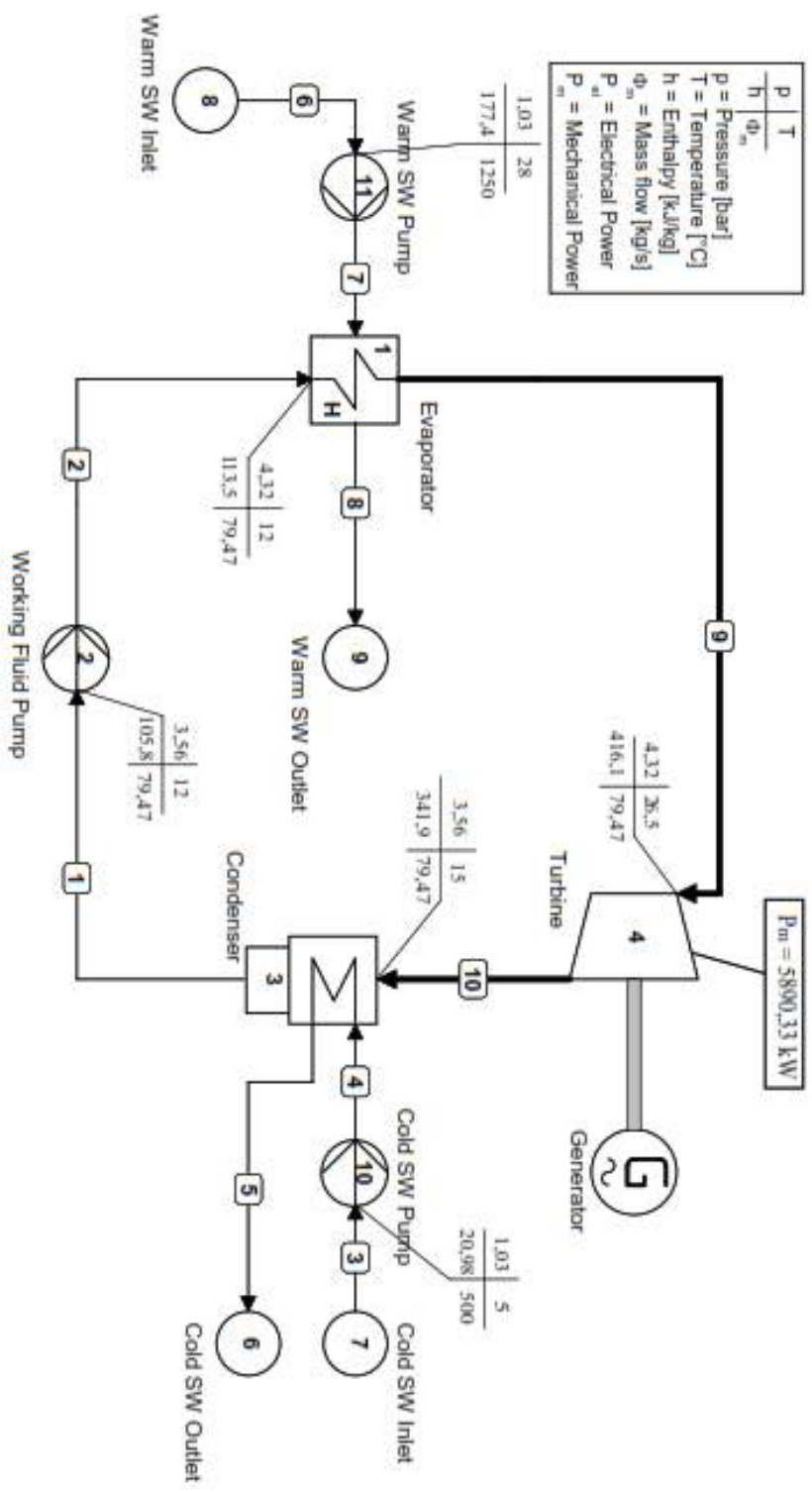
R-32, Rasio 1,5



R-32, Rasio 2

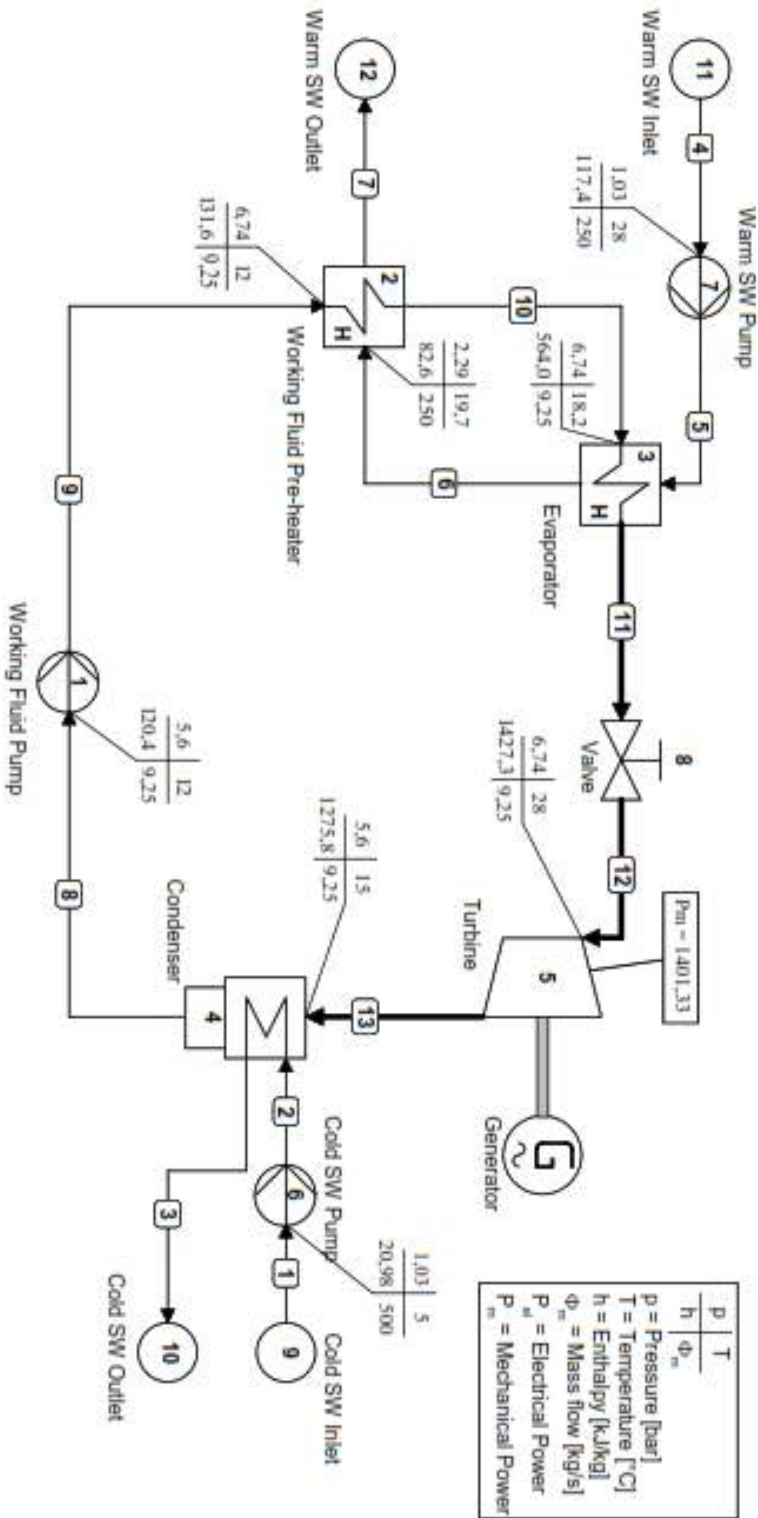


R-32, Rasio 2,5

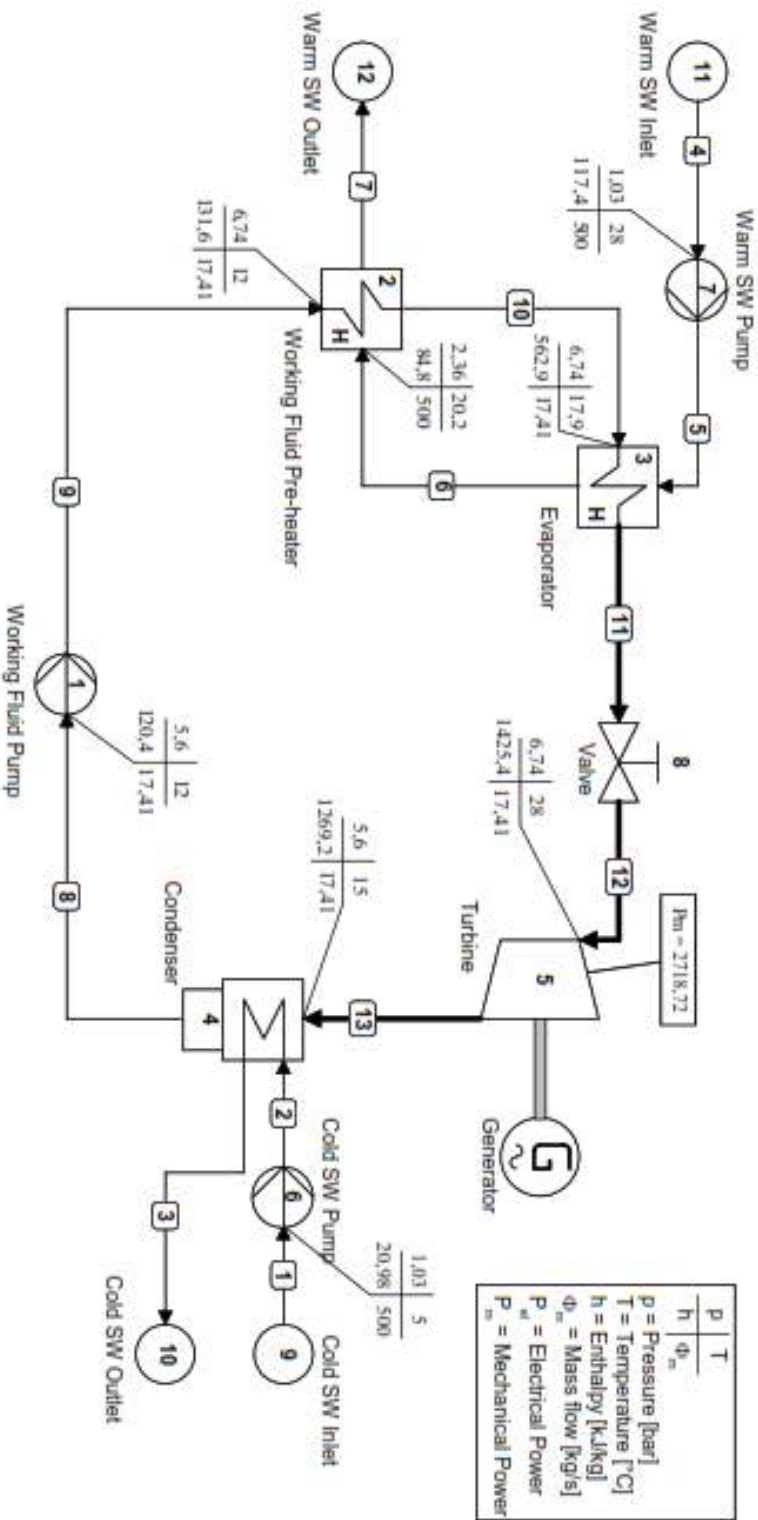


### OTEC Modifikasi

Ammonia, Rasio 0,5



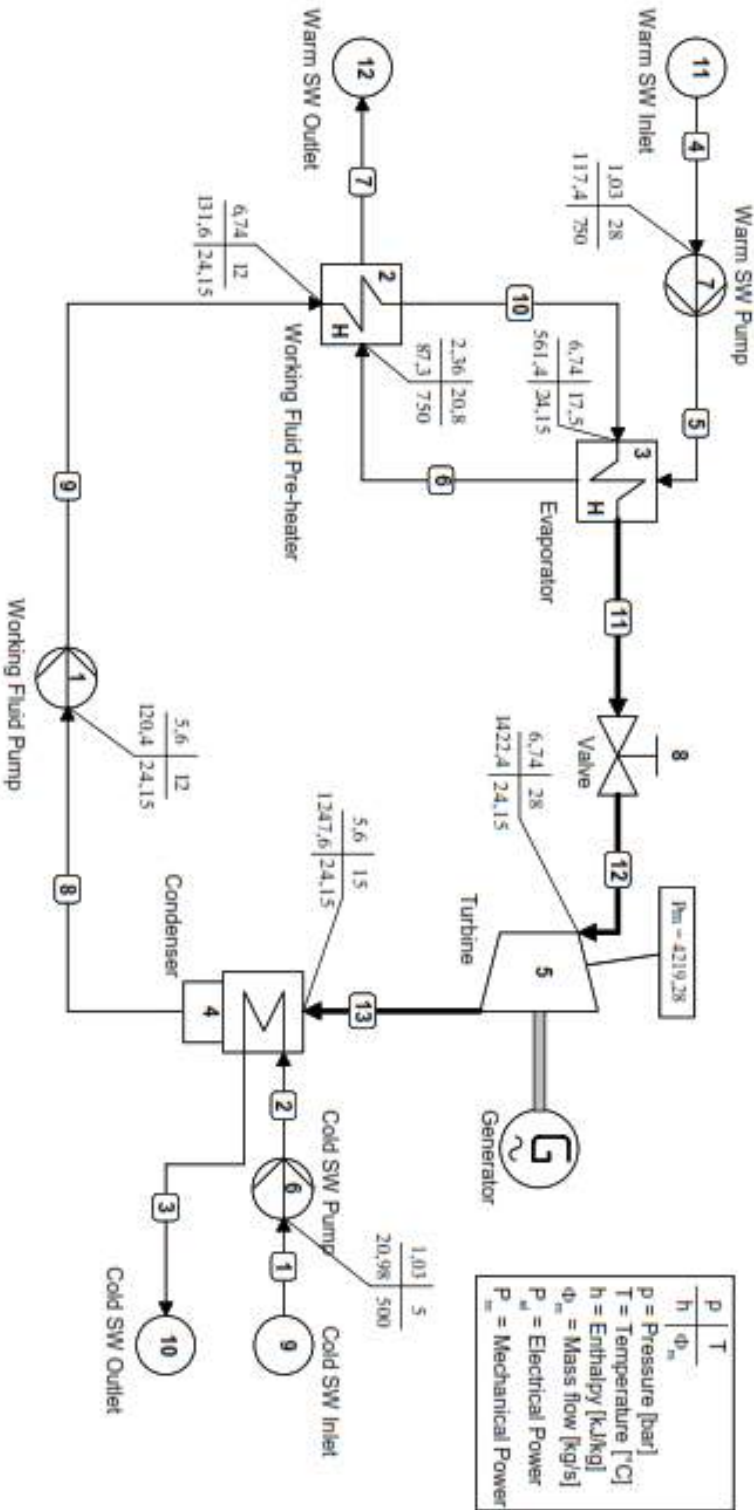
**OTEC Modifikasi**  
Ammonia, Rasio 1



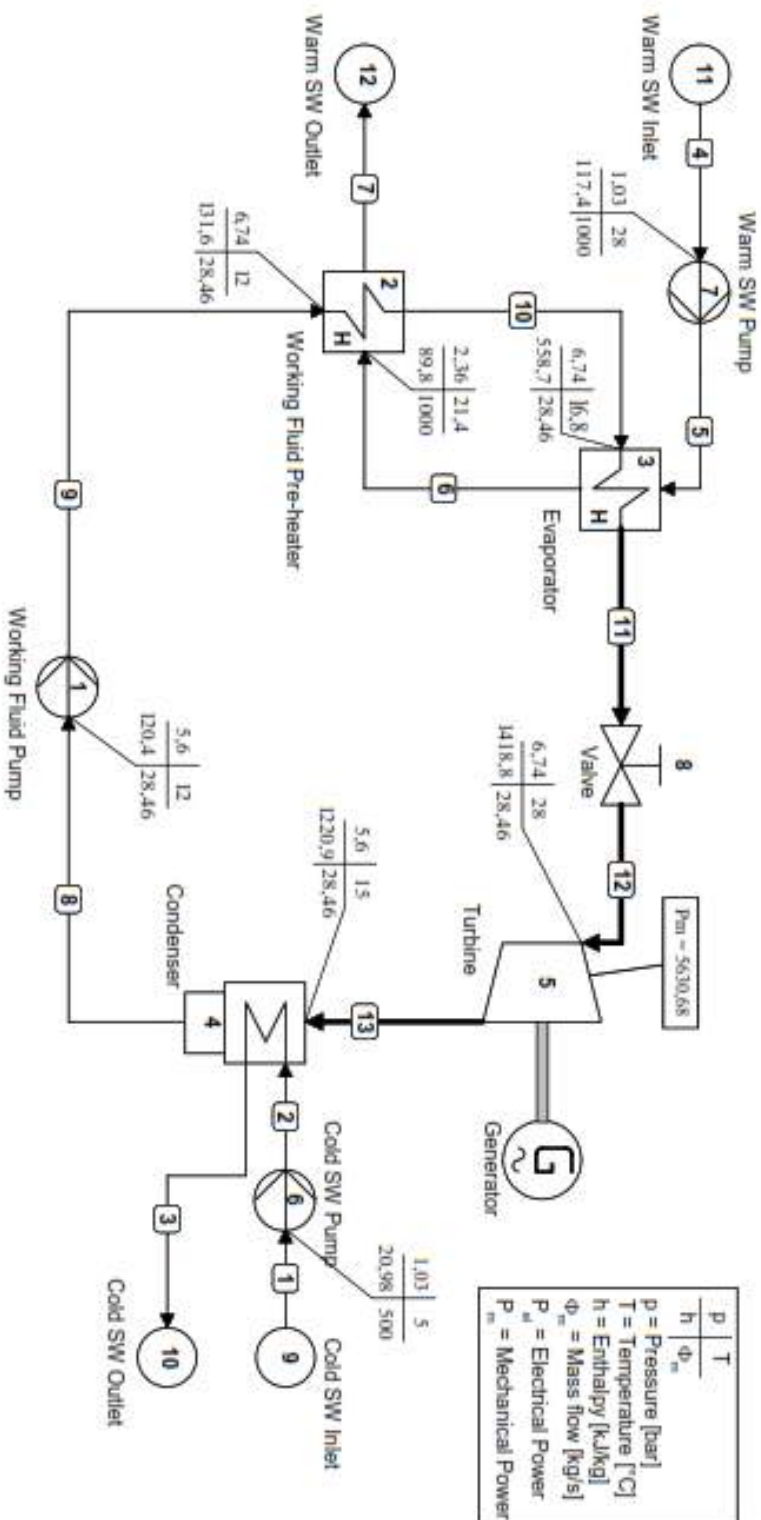


### OTEC Modifikasi

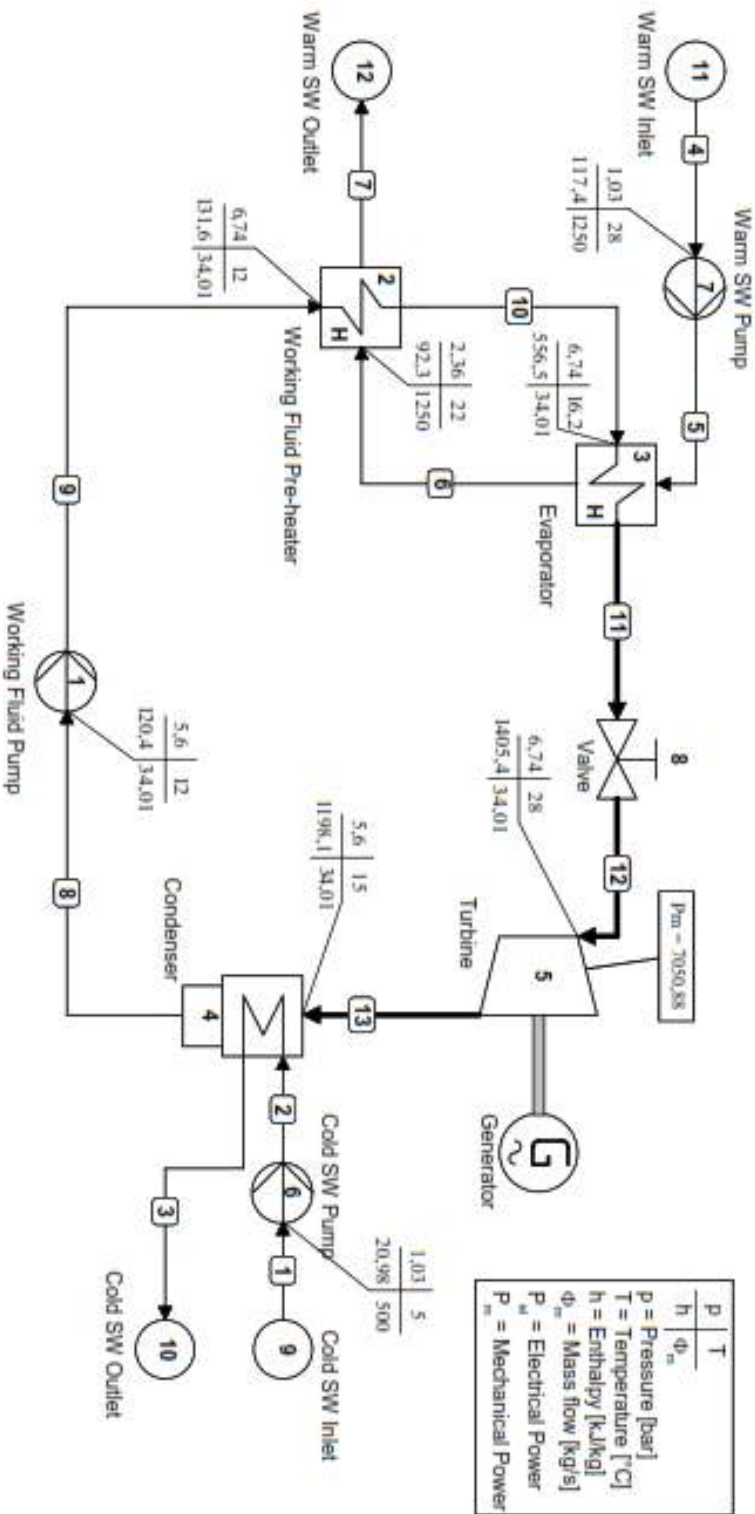
Ammonia, Rasio 1,5



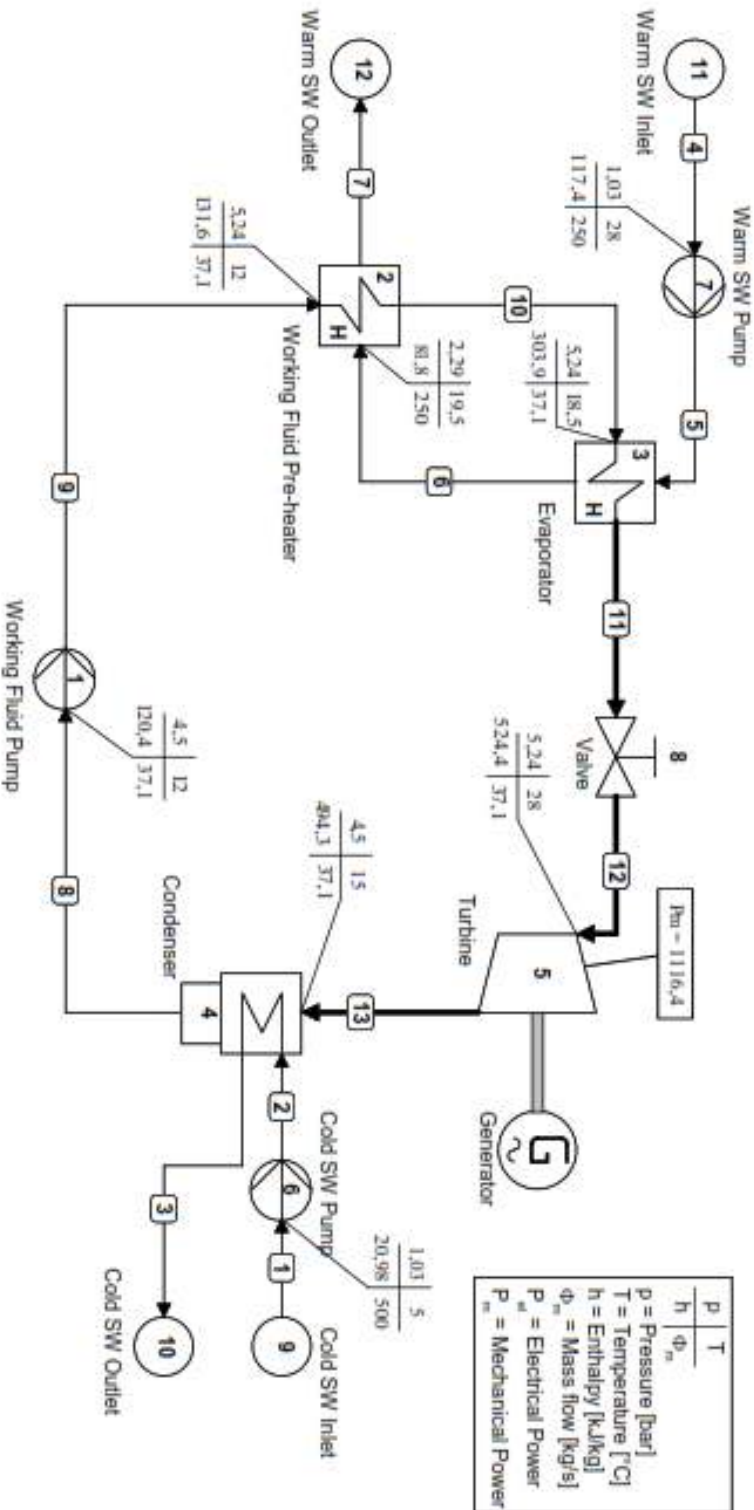
**OTEC Modifikasi**  
Ammonia, Rasio 2



### OTEC Modifikasi Ammonia, Rasio 2,5

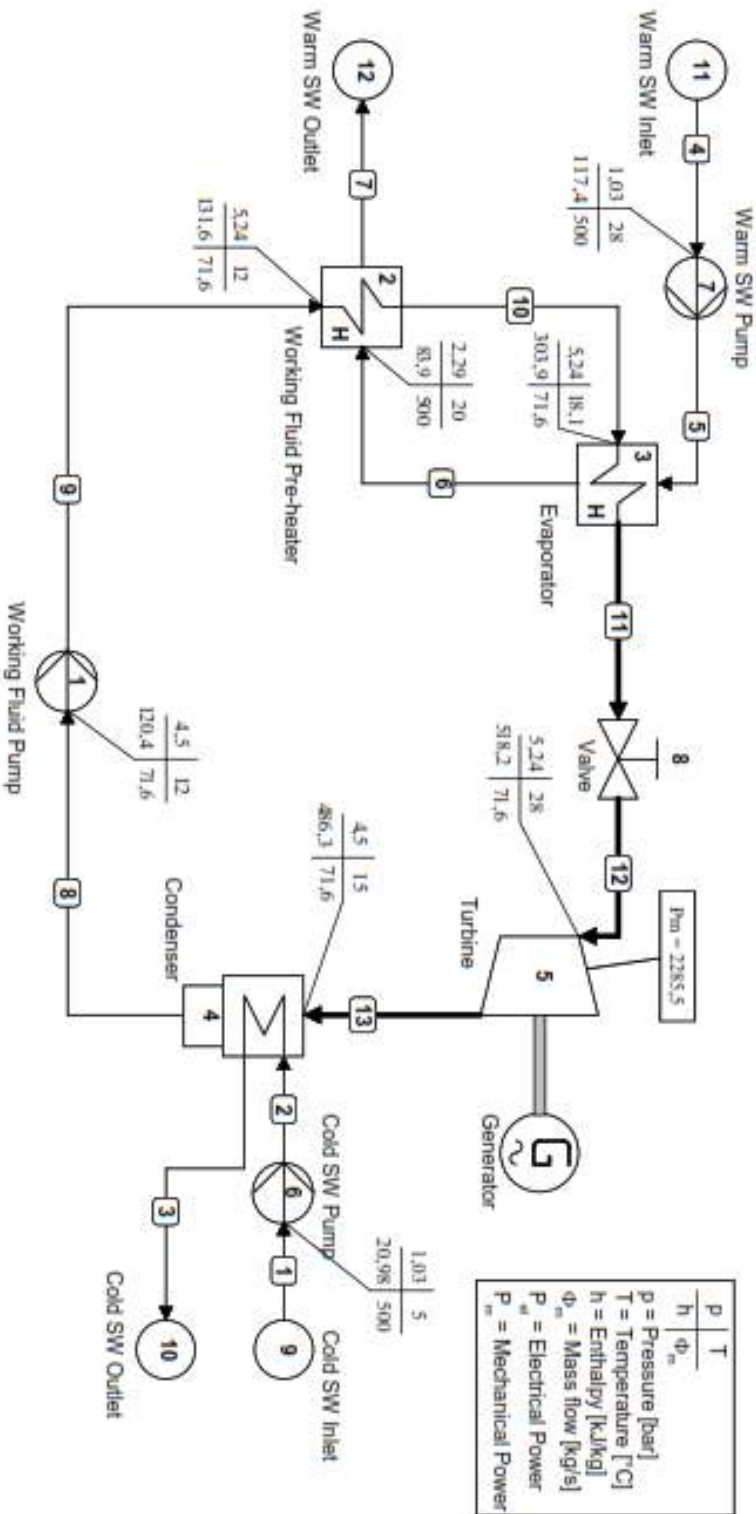


**OTEC Modifikasi**  
R-32, Rasio 0,5

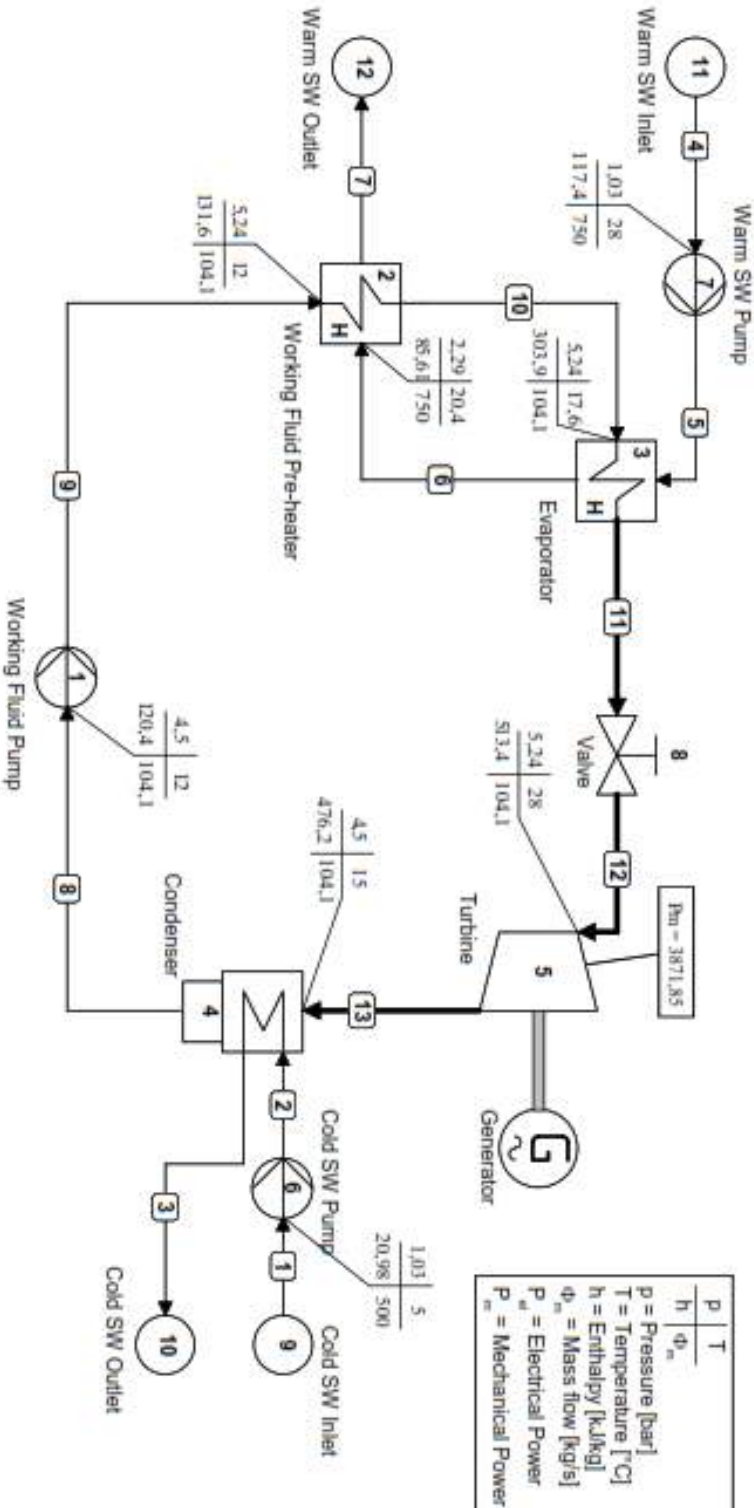


### OTEC Modifikasi

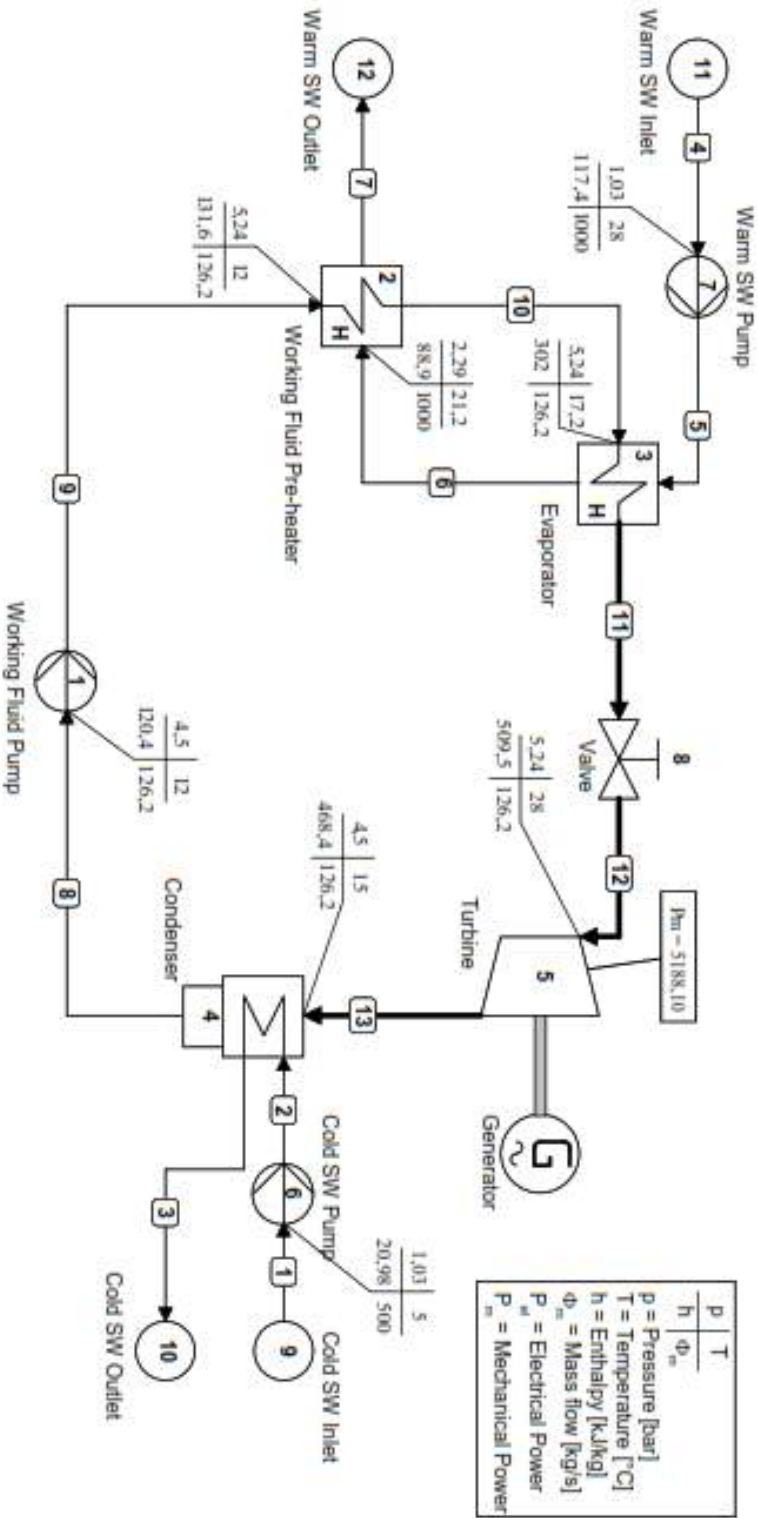
R-32, Rasio 1



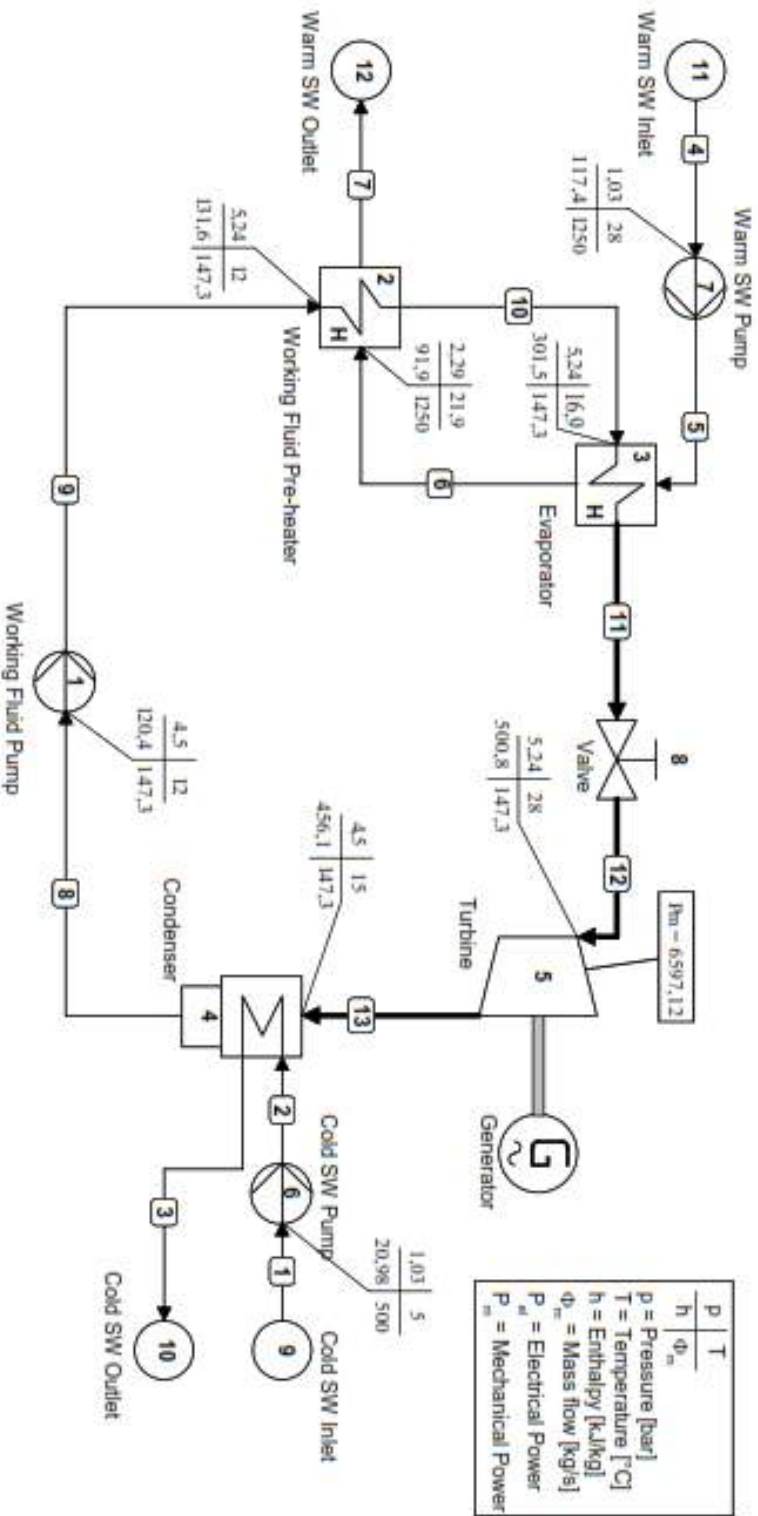
**OTEC Modifikasi**  
R-32, Rasio 1,5



**OTEC Modifikasi**  
R-32, Rasio 2

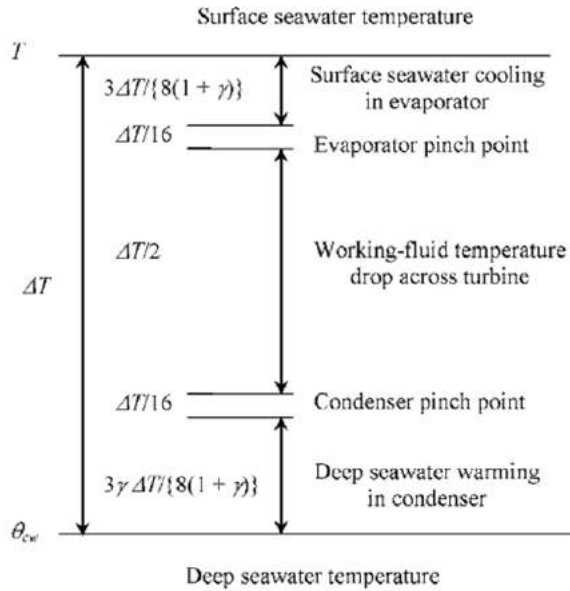


**OTEC Modifikasi**  
R-32, Rasio 2.5





## Batasan Operasional Sistem



$$\gamma = \dot{m}_{ww}/\dot{m}_{cw}$$

$$T_w = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_c = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{Evaporator Pinch Point} &= \Delta T/16 \\ &= 1,4375 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Condenser Pinch Point} &= \Delta T/16 \\ &= 1,4375 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

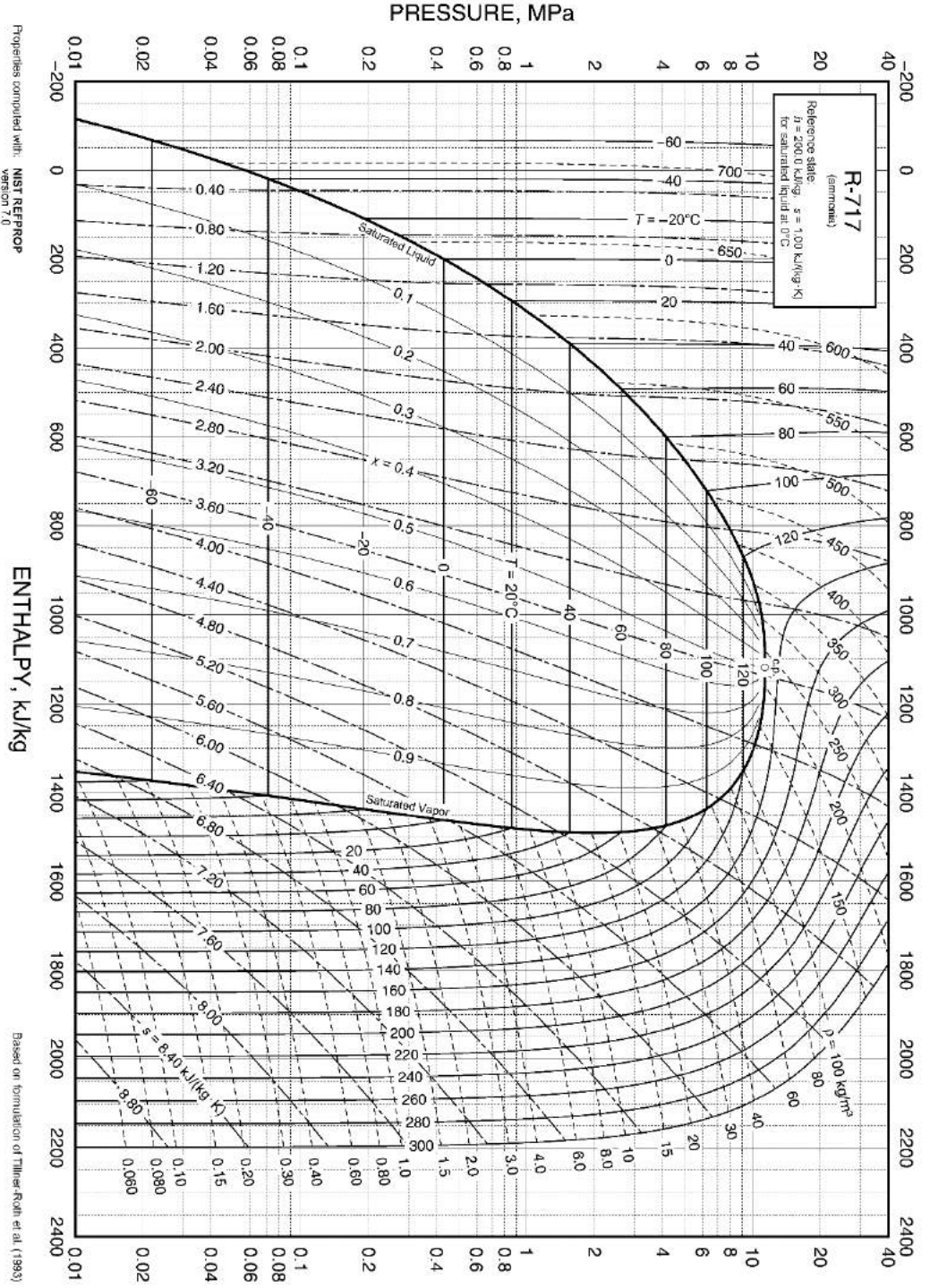
$$\text{Working Fluid Temperature Drop Across Turbine} = 11,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Surface seawater cooling in Evaporator} = \Delta T_e$$

$$\text{Deep seawater warming in Condenser} = \Delta T_c$$

$\dot{m}_{ww}$	$\dot{m}_{cw}$	$\gamma$	$\Delta T$	$\Delta T_e$	$\Delta T_c$
250	500	0,5	23	5,75	2,88
500	500	1	23	4,31	4,31
750	500	1,5	23	3,45	5,18
1000	500	2	23	2,88	5,75
1250	500	2,5	23	2,46	6,16

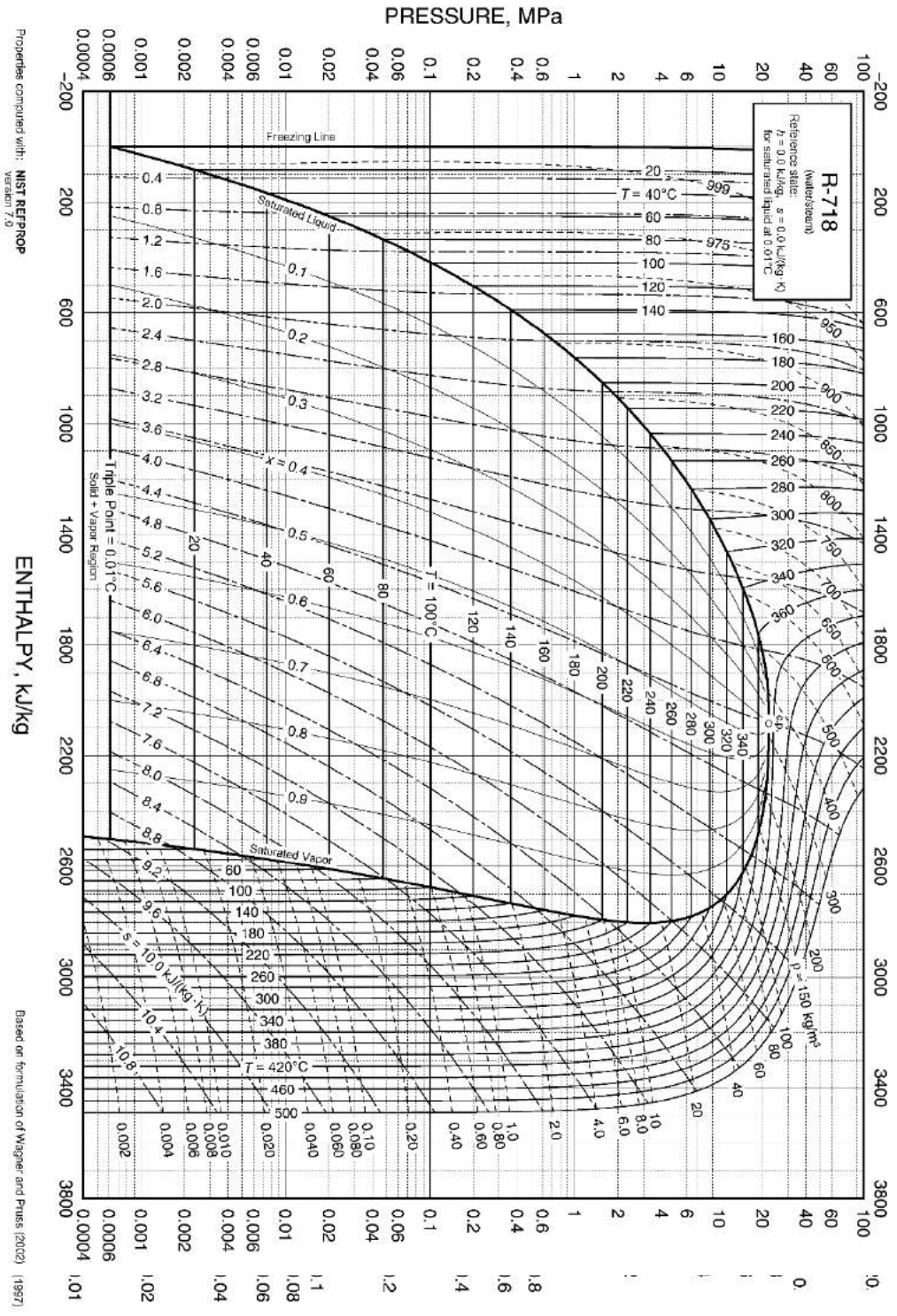
*Halaman ini sengaja dikosongkan*



Properties compiled with:  
NIST REFPROP  
version 7.0

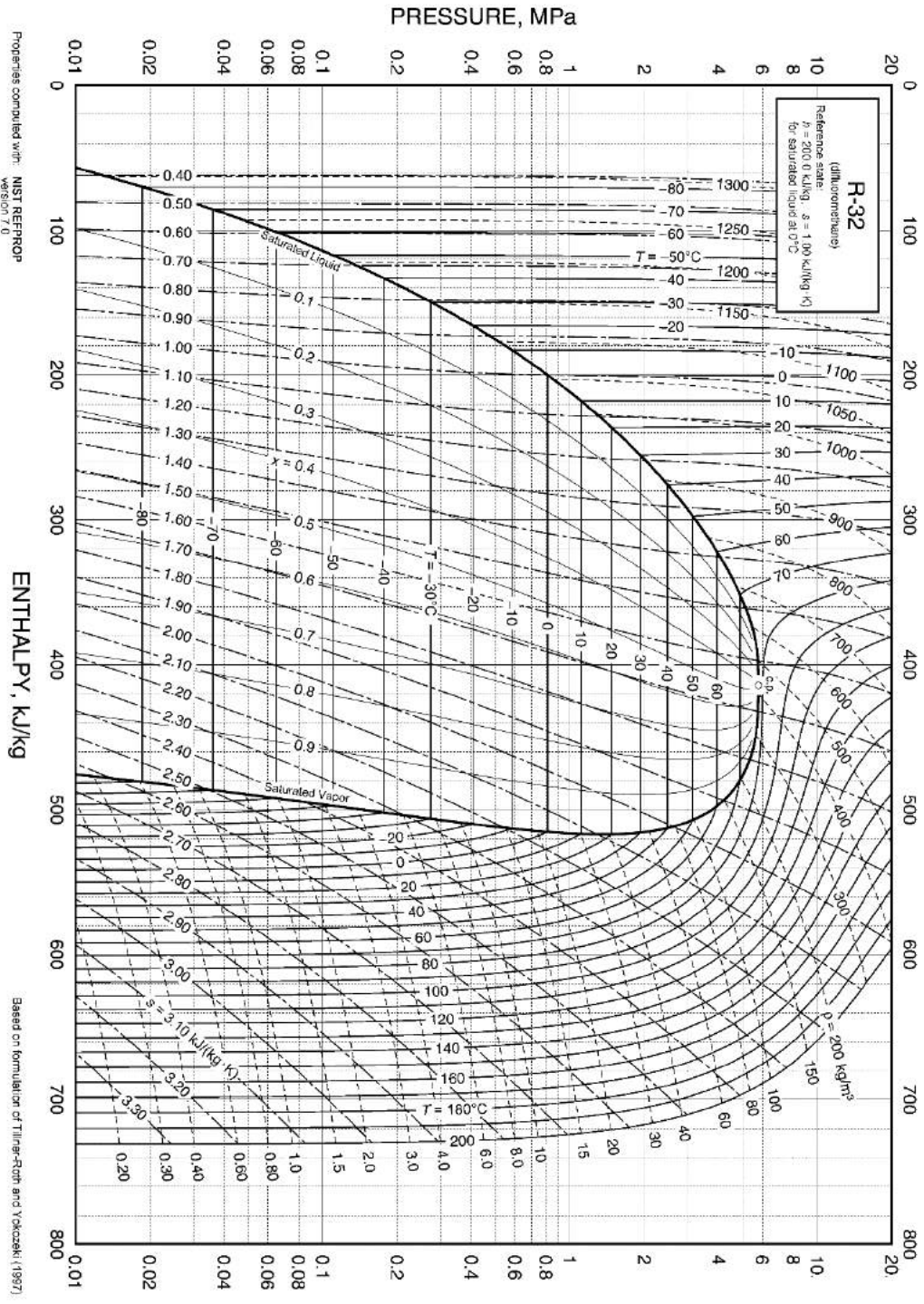
ENTHALPY, kJ/kg

Based on formulation of Tillner-Roth et al. (1993)



Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

Based on formulation of Wagner and Prins (2002) (1997)



Properties compiled with:  
NIST REFPROP  
version 7.0

Based on formulation of Tillner-Roth and Yokozaki (1997)

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## PROFIL PENULIS



**Abyan Faris Putranto**, biasa dipanggil Aby. Penulis lahir di Malang, 16 desember 1995. Merupakan anak sulung pasangan Yossie Sudarso dan Lilik Supriati Solikhah yang dibesarkan di sebuah kota kecil yang terletak di kaki gunung Semeru bernama "Lumajang". Penulis menempuh jenjang pendidikan mulai dari SD Islam Al-Ikhlas Lumajang (2002 – 2008), SMP Negeri 1 Sukodono (2008 – 2011), dan SMA Negeri 2 Lumajang, (2011 – 2014). Penulis melanjutkan pendidikan perguruan tinggi di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh

Nopember melalui jalur SBMPTN pada tahun 2014. Selama menempuh masa studi, penulis aktif di berbagai kegiatan dan organisasi intra kampus, diantaranya menjabat sebagai Ketua Departemen Kesejahteraan Mahasiswa HIMASISKAL FTK-ITS 2016/2017, Panitia Pop-pop Boat Marine Icon 2015, Staff Lembaga Dakwah Jurusan Al-Mi'raj, dan Relawan Pengajar "ABC" JMMI ITS. Dalam kegiatan dan organisasi ekstra kampus, penulis pernah menjadi pengurus inti Organisasi Sosial "DuaCare" yang berfokus di Lumajang. Penulis juga merupakan penerima beasiswa Karya Salemba Empat selama 3 periode (2015-2018) dan mengikuti Leadership Camp yang diselenggarakan di Cirebon. Pada tahun 2016, penulis sempat mengajukan PKM-KC yang berhasil didanai oleh DIKTI. Selama masa studi, penulis pernah melakukan kerja praktik di dua tempat yaitu di PT. Dumas Tanjung Perak Shipyards dan PT. Indonesia Power UPJP Priok. Pada tahun terakhir perkuliahan, penulis mengambil fokus bidang *Marine Fluid Machinery and System*.

Penulis dapat dihubungi via:  
Email : abyfaris@gmail.com

*Halaman ini sengaja dikosongkan*