



**TUGAS AKHIR – ME184834**

**Perancangan Sistem Pembangkit Listrik *Organic Rankine Cycle (ORC)* dengan Menggunakan *Flat-Plate Solar Collector***

Fahri Adib Azizi  
NRP 04211745000036

Dosen Pembimbing 1 :  
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Dosen Pembimbing 2 :  
Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.

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





TUGAS AKHIR - ME184834

## **Perancangan Sistem Pembangkit Listrik *Organic Rankine Cycle (ORC)* dengan Menggunakan *Flat-Plate Solar Collector***

Fahri Adib Azizi  
NRP 04211745000036

Dosen Pembimbing 1 :  
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Dosen Pembimbing 2 :  
Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.

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

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**UNDERGRADUATE THESIS - ME184834**

**Design of Organic Rankine Cycle (ORC) Power Plant Systems by Using  
Flat-Plate Solar Collector**

**Fahri Adib Azizi  
NRP 04211745000036**

**Supervisor 1 :  
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.**

**Supervisor 2 :  
Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.**

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

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

**LEMBAR PENGESAHAN**

**PERANCANGAN SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK *ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC)* DENGAN MENGGUNAKAN *FLAT-PLATE SOLAR COLLECTOR***

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

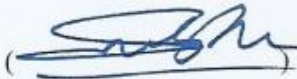

Bidang Studi *Marine Machinery and Systems (MMS)*  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Fahri Adib Azizi**  
NRP. 0421 17 45 000 036

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
NIP 1975 1006 2002 12 1003  
Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.  
NIP 1977 0802 2008 01 1007

()  
()

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## LEMBAR PENGESAHAN

**Perancangan Sistem Pembangkit Listrik *Organic Rankine Cycle (ORC)*  
dengan Menggunakan *Flat-Plate Solar Collector***

### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

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

Oleh :

**Fahri Adib Azizi**

NRP. 0421 17 45 000 036

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



*“Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **Perancangan Sistem Pembangkit Listrik *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan Menggunakan *Flat-Plate Solar Collector***

**Naman Mahasiswa** : Fahri Adib Azizi  
**NRP** : 0421 17 45 000 036  
**Departemen** : Teknik Sistem Perkapalan ITS  
**Dosen Pembimbing 1** : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D  
**Dosen Pembimbing 2** : Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.

### **ABSTRAK**

Energi listrik merupakan salah satu energi yang banyak digunakan saat ini baik dalam kegiatan sehari-hari maupun industri semakin meningkat. Pada suatu daerah pedesaan yang tidak terjangkau sumber daya listrik masih ada di Indonesia. Dalam penelitian ini dapat digunakan sebagai alternatif sumber daya listrik yang bisa digunakan oleh pedesaan. Sistem pembangkit yang akan diteliti ialah salah satu pembangkit listrik jenis baru yaitu sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC).

Berkaitan dengan permasalahan yang dikemukakan di atas, melalui penelitian ini akan diupayakan suatu perancangan sistem pembangkit listrik ORC. Sistem pembangkit listrik *ORC* yang akan dirancang memanfaatkan sumber energi tenaga surya dan fluida kerja. Tenaga surya digunakan untuk memanaskan fluida pemanas berupa air. Air pemanas ini digunakan untuk menguapkan fluida kerja yang dapat menguap pada temperatur rendah dan tekanan tinggi. Sehingga selanjutnya gas fluida kerja dapat digunakan untuk memutar poros turbin dan menghasilkan energi listrik melalui generator. Simulasi dilakukan menggunakan software sistem energi. Selain simulasi, contoh perhitungan manual juga diperlukan untuk validasi. Hasil simulasi desain sistem pembangkit *ORC* pada kedua fluida kerja menghasilkan daya terbesar pada tekanan outlet pompa 6 bar dengan  $\dot{W}_{net}$  sebesar 13,61 kW dan daya terkecil dihasilkan oleh tekanan outlet pompa 3 bar yang sebesar 5,03kW. Sedangkan simulasi desain sistem pembangkit *ORC* menghasilkan daya yang mendekati 10 kW ialah pada tekanan outlet pompa 5 bar dengan 11,38 kW. Sistem flat-plate solar collector mendapatkan energy yang berguna untuk kolektor sebesar 191,92 W dan efisiensi sebesar 9,8 %.

**Kata Kunci** : ORC, perancangan, sistem, pembangkit listrik, *flat-plate collector*, fluida kerja

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# Design of Organic Rankine Cycle (ORC) Power Plant Systems by Using Flat-Plate Solar Collector

**Name** : Fahri Adib Azizi  
**NRP** : 0421 17 45 000 036  
**Departement** : Marine Engineering  
**Supervisor 1** : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D  
**Supervisor 2** : Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.

## ABSTRACT

*Electrical energy is the most used energy today in daily activities and industry is increasing. In rural areas that do not have electricity still exists in Indonesia. In this study, it can be used as an alternative power plant that can be used by the countryside. The system used in this study is the new types of power plants, namely the Organic Rankine Cycle (ORC) system.*

*In connection with the problems stated above, through this research, an effort will be made to design an ORC power generation system. The ORC power plant system that will be designed utilizes solar energy sources and working fluids. Solar power is used to heat the heating fluid in the form of water. This heating water is used to vaporize the working fluid which can evaporate at low temperatures and high pressures. So that the working fluid gas can be used to rotate the turbine shaft and produce electrical energy through a generator. Simulation is done using energy system software. In addition to simulations, examples of manual calculations are also needed for validation. The simulation results of the ORC generating system design on the two working fluids produce the greatest power at the pump outlet pressure of 6 bar with  $\dot{W}_{net}$  of 13.61 kW and the smallest power is generated by the pump outlet pressure of 5.03kW. While the design simulation of the ORC generating system produces power close to 10 kW at the pump outlet pressure of 5 bars with 11.38 kW. The flat collector solar-plate system gets the energy that is useful for collectors of 191.92 W and an efficiency of 9.8%.*

**Keywords** : ORC, design, sistem, power plants, flat-plate collector, working fluids.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, dan petunjuk-Nya, sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dalam proses penyelesaian tugas akhir ini antara lain:

1. Orang tua penulis, Ibu Ir. Alfiana Nirmala, Bapak Alm. Ir. Hari Widiyanto, keluarga penulis yang selalu berdoa, dan memberikan dukungan moral dan materi serta nasehat agar selalu bersemangat dan pantang menyerah. Terimakasih atas motivasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.
2. Bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan ilmu – ilmu yang bermanfaat, saran, serta membimbing penulis. Terimakasih atas waktu dan kesabarannya dalam membimbing penulis dalam penyelesaian tugas akhir.
3. Bapak, Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan dan dosen pembimbing kedua tugas akhir yang selalu memberikan ilmu – ilmu yang bermanfaat, saran, serta membimbing penulis. Terimakasih atas waktu dan kesabarannya dalam membimbing penulis dalam penyelesaian tugas akhir.
4. Bapak Indra Ranu Kusuma, S.T., M.Sc. selaku dosen wali penulis selama masa perkuliahan di Teknik Sistem Perkapalan, terimakasih atas kesabarannya selama ini.
5. Tim dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
6. Sahabat wakanda yang sudah membantu dalam mengerjakan tugas akhir ini.
7. Teman – teman LJ S1 Teknik Sistem Perkapalan 2017, yang telah menemani selama 2 tahun terimakasih atas semuanya.
8. Seluruh Civitas Akademik Departemen Teknik Perkapalan FTK-ITS.
9. Serta seluruh pihak yang belum disebutkan di atas dimana telah memberikan do'a bantuan dan dukungan bagi penulis hingga tugas akhir ini selesai tepat waktu dengan baik.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi perkembangan pengetahuan.

Surabaya, Juli 2019

Penulis

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



# DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN.....</b>	<b>Kesalahan! Bookmark tidak ditentukan.</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN.....</b>	<b>Kesalahan! Bookmark tidak ditentukan.</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>v</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>vii</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xv</b>
<b>BAB 1 PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	1
1.3 Batasan Masalah.....	1
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	2
1.6 Sistematika Penulisan .....	2
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>3</b>
2.1 Organic Rankine Cycle (ORC).....	3
2.2 Sistem Surya.....	3
2.3 Kolektor Surya Pelat Datar ( <i>Flat-Plate Collectors</i> ).....	5
2.4 Siklus Rankine Ideal.....	9
<b>BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....</b>	<b>13</b>
3.1 Metode yang Digunakan.....	13
3.2 Identifikasi Masalah .....	15
3.3 Studi Literatur .....	15
3.4 Pengumpulan Data .....	15
3.5 Studi Empiris.....	15
3.6 Permodelan Sistem .....	15
3.7 Simulasi dan Perhitungan pada Sistem .....	15
3.8 Hasil dan Pembahasan .....	21
3.9 Kesimpulan dan Saran.....	21
<b>BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>23</b>

4.1 Permodelan Sistem .....	23
4.2 Simulasi Sistem Pembangkit <i>ORC</i> .....	25
4.2.1 <i>Parameter Set</i> Simulasi Software .....	25
4.2.2 Simulasi Desain Sistem <i>ORC</i> .....	25
4.3 Perhitungan.....	28
4.3.1 Perhitungan pada Setiap Titik .....	29
4.3.2 Perhitungan Peforma <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	30
4.3.3 Perhitungan Perpindahan Panas pada Evaporator .....	31
4.3.4 Perhitungan <i>Flat-Plate Solar Collector</i> .....	34
4.4 Validasi Data Hasil Simualsi dengan Perhitungan Manual.....	35
4.5 Perbandingan Hasil Perhitungan Setiap Variasi Outlet Pompa.....	36
4.5.1 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Daya Turbin .....	36
4.5.2 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Kerja Pompa.....	37
4.5.3 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Kerja Netto.....	38
4.5.4 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Efisiensi Thermal .....	39
<b>BAB 5 PENUTUP.....</b>	<b>41</b>
5.1 Kesimpulan.....	41
5.2 Saran.....	41
<b>Daftar Pustaka.....</b>	<b>43</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>45</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>57</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Hubungan Bumi Dengan Matahari (Sumber : Duffie, 1980) .....	5
Gambar 2.2 Kolektor Surya Pelat Datar (Sumber : Goswami, 1999) .....	6
Gambar 2.3 Skema Kolektor Surya Pelat datar .....	7
Gambar 2.4 Siklus Kolektor Surya Pelat datar .....	8
Gambar 2.5 Siklus Rankine Ideal .....	9
Gambar 3.1 Flowchart Metodologi Penelitian (1) .....	13
Gambar 3.2 Flowchart Metodologi Penelitian (2) .....	14
Gambar 3.3 Tampilan Awal Aspen Plus v10 .....	16
Gambar 3.4 Data Properties yang digunakan dalam pemodelan.....	16
Gambar 3.5 Pemilihan metode yang digunakan dalam pemodelan .....	17
Gambar 3.6 Pembuatan simulasi <i>ORC</i> pada Aspen Plus v10 .....	17
Gambar 3.7 Parameter pada outlet pompa.....	18
Gambar 3.8 Parameter pada Turbin.....	18
Gambar 3.9 Parameter pada pompa.....	19
Gambar 3.10 Parameter pada Evaporator .....	19
Gambar 3.11 Parameter pada Condenser.....	20
Gambar 3.12 Parameter pada Inlet Evaporator.....	20
Gambar 3.13 Parameter pada Inlet Condenser .....	21
Gambar 4.1 Diagram Skematik <i>Organic Rankine Cycle</i> Pada Umumnya .....	23
Gambar 4.2 Desain Skematik Sistem Flat-Plate Solar Collector .....	24
Gambar 4.3 Simulasi Desain <i>ORC</i> dengan tekanan outlet 3 bar.....	26
Gambar 4.4 Simulasi Desain <i>ORC</i> dengan tekanan outlet 4 bar.....	27
Gambar 4.5 Simulasi Desain <i>ORC</i> dengan tekanan outlet 5 bar.....	27
Gambar 4.6 Simulasi Desain <i>ORC</i> dengan tekanan outlet 6 bar.....	28
Gambar 4.7 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Daya Turbin.....	36
Gambar 4.8 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Kerja Pompa .....	37
Gambar 4.9 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Kerja Netto .....	38
Gambar 4.10 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Efisiensi Thermal.....	39

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Sifat Fisik R245FA.....	3
Tabel 4.1 Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Organic Rankine Cycle (ORC) dengan Menggunakan Flat-Plate Solar Collector .....	25
Tabel 4.2 Parameter Set Simulasi.....	25
Tabel 4.3 Hasil perhitungan manual.....	36
Tabel 4.4 Hasil perhitungan simulasi .....	36

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dewasa ini energi listrik merupakan salah satu energi yang banyak digunakan saat ini. Teknologi dan ilmu pengetahuan yang terus berkembang telah mendorong pemanfaatan energi tersebut pada semua aspek kehidupan manusia, baik untuk keperluan industri maupun rumah tangga. Pada saat ini masih ada suatu daerah pedesaan yang belum mempunyai sumber daya listrik di wilayah Indonesia. Dalam penelitian ini dapat digunakan sebagai alternatif sumber daya listrik yang bisa digunakan oleh pedesaan. Sistem pembangkit yang akan diteliti ialah salah satu pembangkit listrik jenis baru yaitu sistem Organic Rankine Cycle. Sumber energi terbarukan adalah pembangkit listrik di masa depan.

Energi panas matahari adalah salah satu sumber energi terbarukan yang banyak digunakan secara luas dalam aplikasi skala kecil dan menjanjikan untuk dilakukan penelitian dan pengembangan dalam skala besar. Sementara, ditinjau dari sistem peralatan yang sederhana dan besarnya manfaat yang akan diperoleh, maka dengan kemajuan teknologi yang ada saat ini sistem surya dapat dibuat. Pembangkit listrik tenaga surya, baik secara langsung maupun tidak langsung dapat bekerja dengan cara merubah radiasi matahari menjadi listrik. Diantara manfaat positif dari pembangkit listrik tenaga surya ini adalah bebas dari polusi lingkungan. Ditinjau dari kondisi geografisnya, Indonesia mempunyai rata-rata harian radiasi matahari sebesar 14,389 kWh/m<sup>2</sup> yang secara akumulatif bila seluruh potensi di Indonesia dimanfaatkan akan mencapai 1,036 x 10<sup>9</sup> MW dengan memperhitungkan luas daratan Indonesia 2 juta km<sup>2</sup>. Pada penelitian ini akan membuat studi kasus sistem pembangkit listrik alternatif yang digunakan sebagai sumber energi listrik di pedesaan yang terdiri dari beberapa rumah yang membutuhkan daya sebesar 10 KW.

### 1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian latar belakang diatas, rumusan masalah yang akan digunakan peneliti adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana desain pembangkit listrik tenaga surya dengan menggunakan sistem ORC dapat mencapai output maksimal 10 KW ?
2. Bagaimanakah melakukan analisis performansi ORC berbasis tenaga surya ?

### 1.3 Batasan Masalah

Untuk memfokuskan permasalahan dan mengantisipasi melebarnya topik permasalahan, Tugas Akhir memiliki batasan masalah sebagai berikut :

1. Kondisi sistem siklus Rankine organik (*ORC*) adalah konstan.
2. Simulasi sistem menggunakan *Aspen Plus v10*.
3. Pemodelan sistem memiliki beberapa kondisi tertentu.
4. Tidak menyertakan analisis ekonomi.

## **1.4 Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan tugas akhir yang akan dicapai oleh peneliti ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang pembangkit listrik tenaga surya dengan menggunakan sistem ORC untuk daya output 10 KW
2. Mengetahui performa ORC tenaga surya dengan fluida kerja pada beberapa kondisi operasional.

## **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat yang diperoleh dari penelitian dalam tugas akhir ini adalah:

1. Dapat digunakan sebagai alternatif sumber daya listrik pada pedesaan.
2. Memahami sistem teknologi ORC.
3. Memahami sistem pembangkit listrik tenaga surya.
4. Dapat dijadikan masukan dan informasi bagi pihak lain mengenai kinerja ORC menggunakan fluida kerja.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

### **BAB I PENDAHULUAN**

Latar belakang penulisan, permasalahan, batasan masalah, tujuan penulisan, dan sistematika penulisan.

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Bab ini memaparkan tentang teori-teori dan persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, siklus kerja *ORC*, komponen-komponen *ORC*, efisiensi turbin uap.

### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum.

### **BAB IV PERHITUNGAN**

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan efisiensi turbin uap dalam berbagai kondisi.

### **BAB V PENUTUP**

Berisikan kesimpulan dan saran. .

### **LAMPIRAN**



## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Organic Rankine Cycle (ORC)

*Organic rankine cycle* adalah suatu siklus termodinamik yang menggunakan fluida massa atau bahan kimia organik dimana perubahan fasa (cair-uap) atau titik didih (boiling point) yang terjadi pada temperature rendah dari perubahan fasa (cair-uap) biasa. Pada fluida tersebut pemanfaatan panasnya mengikuti siklus rankine dari sumber yang bertemperatur rendah seperti panel surya, biomassa dan sebagainya, yang selanjutnya panas bertemperatur rendah tersebut dirubah kedalam kerja berguna, yang selanjutnya dirubah menjadi listrik.

Prinsip kerja dari ORC tersebut sama dengan prinsip kerja pada siklus rankine, dimana fluida kerja dipompakan kedalam sebuah boiler (heat exchanger) kemudian cairan diuapkan dan dilewatkan melalui turbine dan selanjutnya dikondensasikan. Didalam siklus yang ideal, langkah ekspansi terjadi secara isentropic, dan proses evaporasi dan kondensasinya terjadi secara isobaric.[2]

#### 2.1.1. Pentafluoropropane (R234FA)

1,1,1,3,3-Pentafluoropropane (HFC-245fa) adalah hydrofluorocarbon diproduksi oleh Honeywell dan di Asia oleh Sinochem. Honeywell memasarkan HFC-245fa dengan merek Enovate dan Genetron 245fa. HFC-245fa juga dikenal sebagai pentafluoropropane dan dengan nama kimianya 1,1,1,3,3, - pentafluoropropane. Tidak seperti CFC dan HCFC, zat ini tidak memiliki potensi penipisan ozon dan hampir tidak beracun. Honeywell menyebut ini sebagai R245FA merupakan fluida kerja utama yang biasa digunakan pada sistem pembangkit *Organic Rankine Cycle (ORC)*. [3]

Tabel 2.1 Sifat Fisik R245FA

No	Sifat	Nilai	Satuan
1	Nama kimia	Pentafluoropropa	-
2	Massa molekul	134.05	g/mol
3	Titik didih (pada 1 atm)	15.03	°C
4	Temperatur kritis	154.01	°C
5	Tekanan kritis	36.51	kPa
6	Massa jenis kritis	1338.54	kg/m <sup>3</sup>

### 2.2 Sistem Surya

Berbagai sumber energi terbarukan menawarkan sejumlah keuntungan dan kemudahan, mulai dari nilai keuntungan produk akhirnya yang menjanjikan, kemudahan untuk diproses dan kemungkinan untuk dikembangkan dalam skala besar serta ketersediaan bahan baku yang melimpah, terutama dibidang energi surya. Keberlangsungan produksi pada energi surya, yang sangat ditentukan oleh keberadaan atau besarnya radiasi matahari disuatu wilayah, cukup memaksa

masyarakat Indonesia (yang sangat kaya akan potensi radiasi matahari) untuk segera mewujudkan dan berperan dalam pengembangannya disektor tersebut.[4]

Radiasi Matahari adalah pancaran energi yang berasal dari proses thermonuklir yang terjadi di matahari. Energi radiasi matahari berbentuk sinar dan gelombang elektromagnetik. Spektrum radiasi matahari sendiri terdiri dari dua yaitu, sinar bergelombang pendek dan sinar bergelombang panjang. Sinar yang termasuk gelombang pendek adalah sinar x, sinar gamma, sinar ultra violet, sedangkan sinar gelombang panjang adalah sinar infra merah. Jumlah total radiasi yang diterima di permukaan bumi tergantung 4 (empat) factor:

1. Jarak matahari

Setiap perubahan jarak antara bumi dan matahari akan menimbulkan variasi terhadap besar-kecilnya penerimaan energi matahari, sehingga pemilihan dan penentuan titik instalasi menjadi pertimbangan yang sangat menentukan keberhasilan produksi.

2. Intensitas radiasi matahari

Intensitas radiasi matahari adalah besar kecilnya sudut datang sinar matahari pada permukaan bumi. Jumlah yang diterima berbanding lurus dengan sudut besarnya sudut datang. Sinar dengan sudut datang yang miring kurang memberikan energi pada permukaan bumi disebabkan karena energinya tersebar pada permukaan yang luas dan juga karena sinar tersebut harus menempuh lapisan atmosfer yang lebih jauh ketimbang jika sinar dengan sudut datang yang tegak lurus.

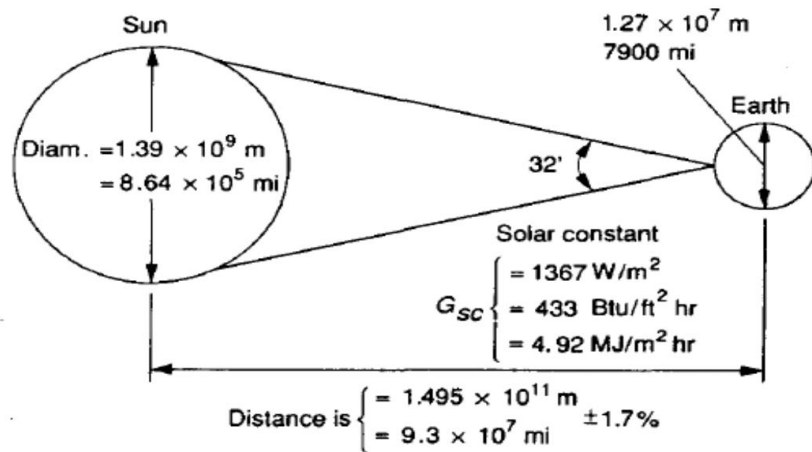
3. Panjang hari (sun duration)

Panjang hari adalah jarak dan lamanya antara matahari terbit dan matahari terbenam.

4. Pengaruh atmosfer

Sinar yang melalui atmosfer sebagian akan diadsorpsi oleh gas-gas, debu dan uap air, dipantulkan kembali, dipancarkan dan sisanya diteruskan ke permukaan bumi. Pada wilayah-wilayah yang mempunyai empat musim (yakni, musim semi, panas, gugur dan musim dingin) mengikuti deklinasinya.

Radiasi yang diemiskan matahari dan ruang angkasa ke bumi menghasilkan intensitas radiasi matahari yang hampir konstan di luar atmosfer bumi. Konstanta matahari ( $G_{sc}$ ) adalah energi dari matahari per unit waktu yang diterima pada satu unit luasan permukaan yang tegak lurus arah radiasi matahari pada jarak rata-rata matahari-bumi di luar atmosfer. World Radiation Center (WRC) mengambil nilai konstanta matahari ( $G_{sc}$ ) sebesar  $1367 \text{ W/m}^2$  dengan ketidakpastian sebesar 1%. [4]

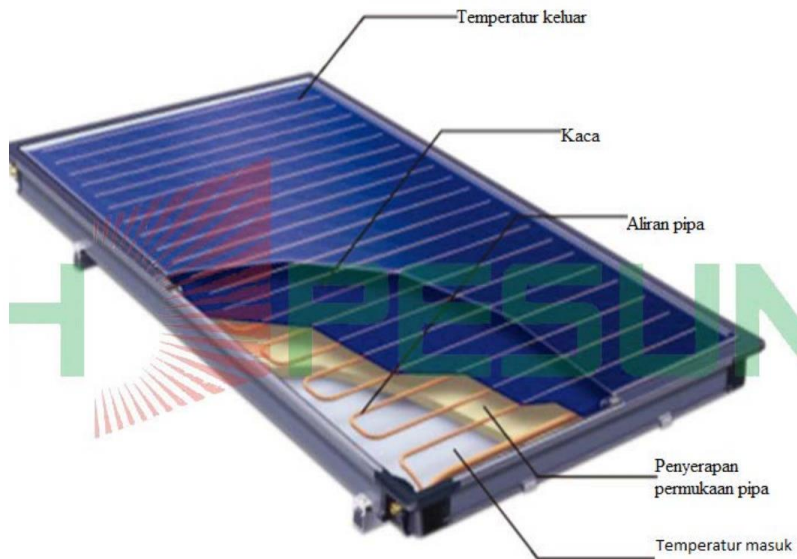


Gambar 2.1 Hubungan Bumi Dengan Matahari  
(Sumber : Duffie, 1980)

Pada gambar 2. 1 yaitu hubungan antara bumi dan matahari memiliki jarak yang disebut dengan jarak eksentris dimana memiliki variasi sebesar 1,7%. Dari hasil pengukuran astronomi didapat jarak rata-rata antara bumi dan matahari adalah  $1,495 \times 10^{11} \text{ m}$  dengan sudut kecenderungan matahari  $32^\circ$  memiliki nilai kontanta matahari (GSC) sebesar  $1367 \text{ W/m}^2$ . Intensitas radiasi matahari di luar atmosfer bumi bergantung pada jarak antara matahari dengan bumi. Tiap tahun, jarak ini bervariasi antara  $1,47 \times 10^8 \text{ km}$  dan  $1,52 \times 10^8 \text{ km}$  dan hasilnya besar pancaran  $E_0$  naik turun antara  $1325 \text{ W/m}^2$  sampai  $1412 \text{ W/m}^2$ . Nilai rata-ratanya disebut sebagai konstanta matahari dengan nilai  $E_0 = 1367 \text{ W/m}^2$ . Pancaran ini tidak dapat mencapai ke permukaan bumi. Di cuaca yang bagus pada siang hari, pancaran bisa mencapai  $1000 \text{ W/m}^2$  di permukaan bumi. Insolation terbesar terjadi pada sebagian hari-hari yang berawan dan cerah. Sebagai hasil dari pancaran matahari yang memantul melewati awan, maka insolation dapat mencapai hingga  $1400 \text{ W/m}^2$  untuk jangka pendek.[4]

### 2.3 Kolektor Surya Pelat Datar (*Flat-Plate Collectors*)

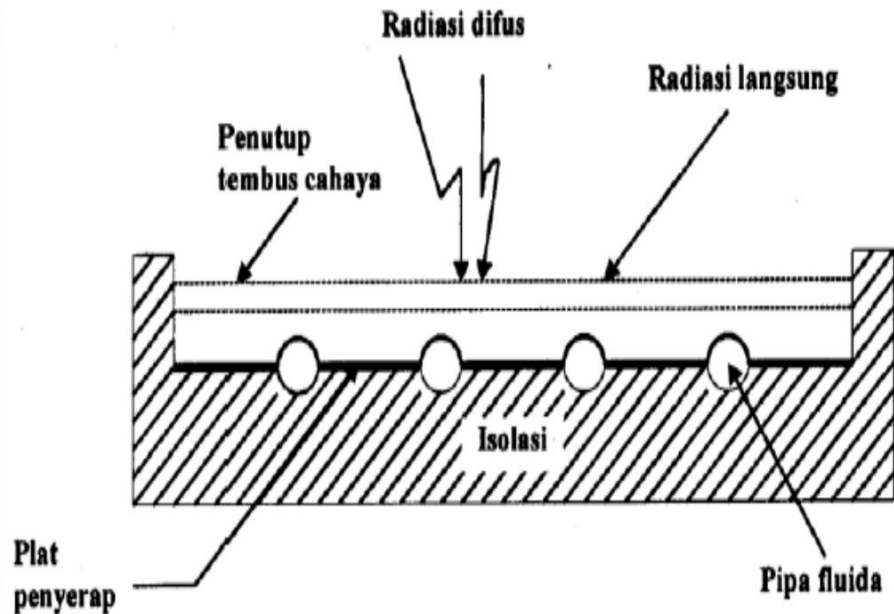
Kolektor Surya Pelat Datar merupakan sebuah media yang digunakan untuk memanaskan fluida kerja yang mengalir dengan mengkonversikan energi radiasi matahari menjadi panas. Fluida yang dipanaskan berupa cairan minyak, oli, dan udara kolektor surya plat datar mempunyai temperatur keluaran dibawah  $95^\circ\text{C}$ . dalam aplikasinya kolektor plat datar digunakan untuk memanaskan udara dan air.[5]



Gambar 2.2 Kolektor Surya Pelat Datar  
(Sumber : Goswami, 1999)

Pada gambar 2.2 kolektor surya pelat datar yang terdapat keterangan pada kolektor tersebut adanya temperatur masuk dan temperatur keluar fluida kerja, kolektor yang dilapisi kaca hitam transparan, aliran fluida kerja dalam pipa, dan penyerapan intensitas radiasi matahari. Kolektor surya pelat datar adalah sebuah kolektor surya berbentuk memanjang yang dilapisi kaca hitam transparan dengan kemiringan tertentu untuk menangkap energi radiasi matahari. Proses penggunaannya lebih mudah dan sederhana dibanding dengan kolektor surya prisma. Komponen-komponen sebuah kolektor surya pelat datar terdiri dari permukaan “hitam” sebagai penyerap energi radiasi matahari yang kemudian dipindahkan ke fluida. Penutup tembus cahaya (kaca) berfungsi mengurangi efek radiasi dan konveksi yang hilang ke atmosfer.[5]

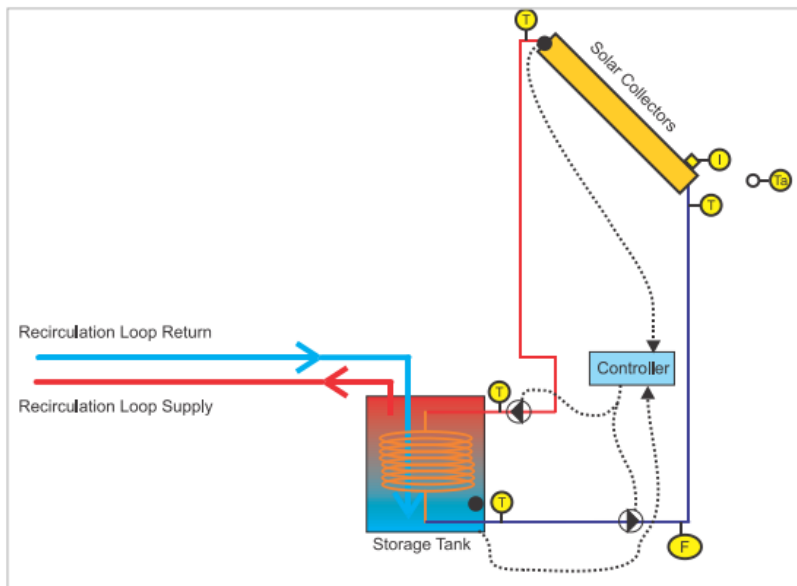
Pipa-pipa aliran fluida berfungsi mengalirkan fluida yang akan dipanaskan serta isolasi untuk mengurangi kerugian konduksi ke lingkungan. Skema kolektor surya pelat datar ditunjukkan pada gambar. Performansi kolektor dinyatakan dengan keseimbangan energi yang menggambarkan distribusi energi matahari yang datang terhadap energi yang bermanfaat dan beberapa energi yang hilang.[5]



Gambar 2.3 Skema Kolektor Surya Pelat datar  
(Sumber : Philip Kristanto, 2001)

Prinsip kerja pada solar water heater dengan menggunakan pelat datar, yaitu bahwa air yang masuk kedalam kolektor melalui pipa distribusi yang akan mendapatkan panas yang baik melalui radiasi langsung matahari maupun konveksi. Hal ini di sebabkan energi radiasi matahari didalam kolektor yang dibatasi kaca bening tembus cahaya. Terjadinya perpindahan panas terhadap pipa – pipa distribusi maka suhu air di dalam pipa tersebut akan secara langsung bertambah, hal tersebut mengakibatkan adanya perbedaan masa jenis. Air yang bersuhu tinggi memiliki massa jenis yang lebih kecil, sehingga cenderung akan mengalir kearah yang lebih tinggi. Sebaliknya air yang bersuhu rendah memiliki massa jenis lebih besar dan cenderung akan bergerak kebawah, sehingga terjadi konveksi secara alami.[5]

Keuntungan utama dari sebuah kolektor surya pelat datar adalah bahwa memanfaatkan kedua komponen radiasi matahari yaitu melalui sorotan langsung dan sebaran, tidak memerlukan tracking matahari dan juga karena desainnya yang sederhana, hanya sedikit memerlukan perawatan dan biaya pembuatan yang murah. Pada umumnya kolektor jenis ini digunakan untuk memanaskan ruangan dalam rumah, pengkondisian udara, dan proses-proses pemanasan dalam industri.[5]



Gambar 2.4 Siklus Kolektor Surya Pelat datar  
(Sumber : <https://sinovoltaics.com>)

Tipe ini dirancang untuk aplikasi yang membutuhkan energi panas pada temperatur di bawah 100°C. Spesifikasi tipe ini dapat dilihat dari absorbernya yang berupa pelat datar yang terbuat dari material dengan konduktivitas termal tinggi, dan dilapisi dengan cat berwarna hitam. Kolektor pelat datar memanfaatkan radiasi matahari langsung dan terpencar ( beam dan diffuse ), tidak membutuhkan pelacak matahari, dan hanya membutuhkan sedikit.[5]

Tipe ini dirancang untuk aplikasi yang membutuhkan energi panas pada temperatur di bawah 100°C. Spesifikasi tipe ini dapat dilihat dari absorbernya yang berupa pelat datar yang terbuat dari material dengan konduktivitas termal tinggi, dan dilapisi dengan cat berwarna hitam. Kolektor pelat datar memanfaatkan radiasi matahari langsung dan terpencar ( beam dan diffuse ), tidak membutuhkan pelacak matahari, dan hanya membutuhkan sedikit perawatan. Aplikasi umum kolektor tipe ini antara lain digunakan untuk pemanas air, pemanas gedung, pengkondisian udara, dan proses panas industri. Komponen penunjang yang terdapat pada kolektor pelat datar antara lain; transparent cover, absorber, insulasi, dan kerangka.[5]

Pengukuran performansi kolektor adalah efisiensi pengumpulannya (collection efficiency), yang didefinisikan sebagai rasio penambahan energi berguna ( $Q_u$ ) selama periode waktu tertentu terhadap energi matahari yang menyimpannya selama periode waktu yang sama. Untuk efisiensi aktual,  $\eta_a$ , dapat dihitung dengan persamaan:

$$\eta_a = \frac{Q_{u,a}}{A_c I_T} \quad (2.1)$$

[5]

Untuk perhitungan efisiensi aktual didasarkan pada energi berguna aktualnya, dapat dihitung dengan pendekatan persamaan:

$$Q_{u,a} = \dot{m} \cdot C_p (T_o - T_i) \quad (2.2)$$

[5]

Dimana :

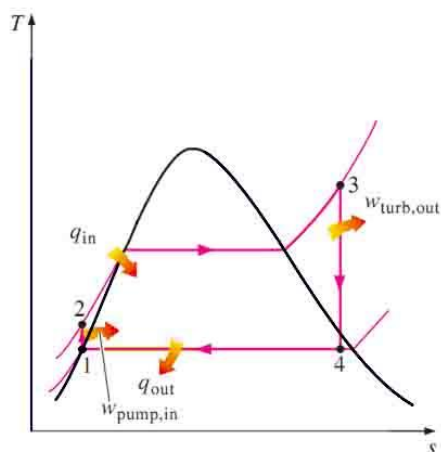
- $Q_{u,a}$  = Energi berguna kolektor sebenarnya tiap satuan luas (W/m<sup>2</sup>)
- $\dot{m}$  = Laju aliran massa fluida (Kg/s)
- $C_p$  = Panas jenis fluida (J/Kg.K), nilai  $C_p$  didapat dari properties fluida berdasarkan temperature ( $T_{film} = \frac{T_o + T_i}{2}$ )
- $I_T$  = Intensitas radiasi matahari yang menimpa kolektor (W/m<sup>2</sup>)
- $T_i$  = Temperatur fluida masuk (K).
- $T_o$  = Temperatur fluida keluar (K).

## 2.4 Siklus Rankine Ideal

Siklus ideal yang mendasari siklus kerja dari suatu pembangkit daya uap adalah siklus Rankine. Siklus Rankine berbeda dengan siklus- siklus udara ditinjau dari fluida kerjanya yang mengalami perubahan fase selama siklus pada saat evaporasi dan kondensasi. Perbedaan lainnya secara termodinamika siklus uap dibandingkan dengan siklus gas adalah bahwa perpindahan kalor pada siklus uap dapat terjadi secara isothermal.[6]

Proses perpindahan kalor yang sama dengan proses perpindahan kalor pada siklus Carnot dapat dicapai pada daerah uap basah dimana perubahan entalpi fluida kerja akan menghasilkan penguapan atau kondensasi, tetapi tidak pada perubahan temperatur. Temperatur hanya diatur oleh tekanan uap fluida.[6]

Kerja pompa pada siklus Rankine untuk menaikkan tekanan fluida kerja dalam fase cair akan jauh lebih kecil dibandingkan dengan pemampatan untuk campuran uap dalam tekanan yang sama pada siklus Carnot. Siklus Rankine ideal dapat digambarkan dalam diagram T-S seperti pada gambar dibawah ini.[6]



Gambar 2.5 Siklus Rankine Ideal  
(Sumber: tutorialteknik.blogspot.com)

Siklus Rankine ideal terdiri dari 4 tahapan proses :

- 1 - 2        Kompresi isentropik dengan pompa
- 2 - 3        Penambahan Panas dalam boiler secara isobar
- 3 - 4        Ekspansi isentropik pada turbin
- 4 - 1        pelepasan panas pada kondenser secara isobar dan isotermal

Air masuk pompa pada kondisi 1 sebagai cairan jenuh (*saturated liquid*) dan dikompresi sampai tekanan operasi *boiler*. Temperatur air akan meningkat selama kompresi isentropik karena menurunnya volume spesifik air. Air memasuki *boiler* sebagai cairan terkompresi (*compressed liquid*) pada kondisi 2 dan akan menjadi uap *superheated* pada kondisi 3. Dimana panas diberikan oleh *boiler* ke air pada tekanan yang tetap. Boiler dan seluruh bagian yang menghasilkan steam ini disebut sebagai steam generator. Uap *superheated* pada kondisi 3 kemudian akan memasuki turbin untuk diekspansi secara isentropik dan akan menghasilkan kerja untuk memutar shaft yang terhubung dengan generator listrik sehingga dapat dihasilkan listrik. Tekanan dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor disekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah [6]

$$(q - w) = (h_1 - h_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2) \quad (2.3)$$

[6]

temperatur dari steam akan turun selama proses ini menuju keadaan 4 dimana steam akan masuk kondenser dan biasanya sudah berupa uap jenuh. Steam ini akan dicairkan pada tekanan konstan didalam kondenser dan akan meninggalkan kondenser sebagai cairan jenuh yang akan masuk pompa untuk melengkapi siklus ini. [6]

### 1. Pompa

Kondensat cair yang meninggalkan kondenser pada kondisi 1 dipompa dari kondenser kedalam boiler sehingga tekanannya naik. Dengan menggunakan volume atur disekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor disekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah

$$(q - w) = (h_1 - h_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2) \quad (2.4)$$

[6]

atau

$$w_p = h_2 - h_1 \quad (2.3)$$

[6]

Dimana  $w_p$  adalah tenaga masuk per unit massa yang melalui pompa.

### 2. Boiler

Fluida kerja meninggalkan pompa pada kondisi 2 yang disebut air-pengisian, dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan di dalam boiler. Dengan menggunakan volume atur yang melingkupi tabung boiler dan drum yang mengalirkan air-pengisian dan kondisi 2 ke kondisi 3, kesetimbangan laju massa dan energi menghasilkan



$$Q_{in} = h_3 - h_2 \quad (2.5)$$

[6]

Dimana  $q_{in}$  adalah laju perpindahan kalor dari sumber energi ke dalam fluida kerja per unit massa yang melalui boiler.

### 3. Turbin

Uap dari boiler pada kondisi 3, yang berada pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondenser pada kondisi 4 dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi lunak menjadi

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (2.6)$$

[6]

Dimana  $\dot{m}$  menyatakan laju aliran massa dari fluida kerja, dan  $w_t$  adalah laju kerja yang dihasilkan per unit massa uap yang melalui turbin.

### 4. Kondenser

Dalam kondenser terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju massa dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dan penukar kalor adalah

$$Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (2.7)$$

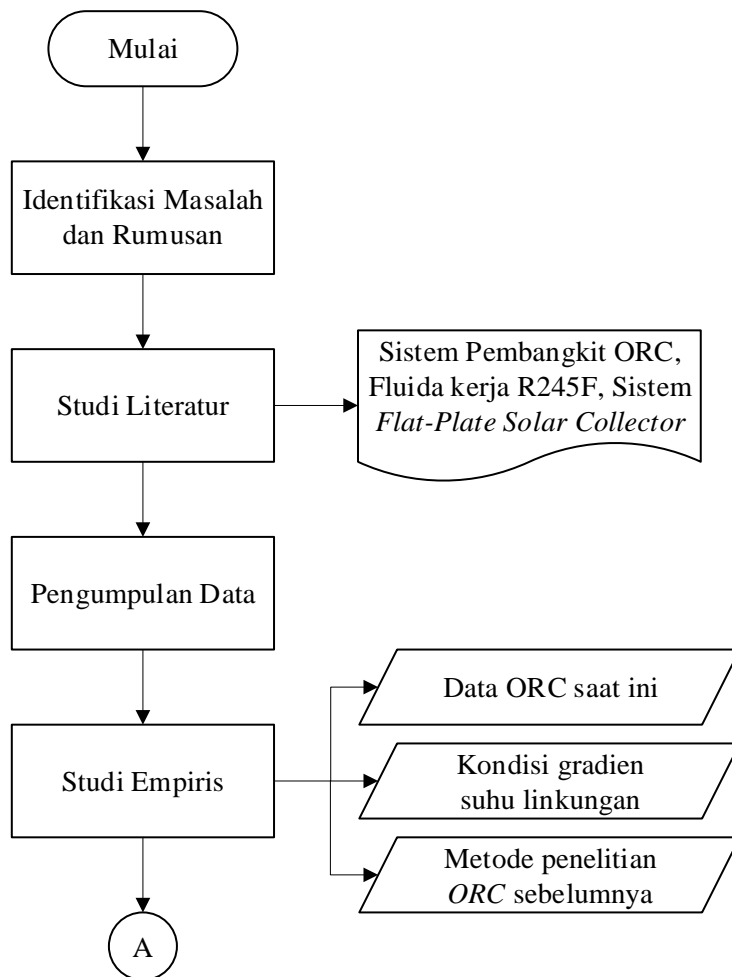
[6]

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

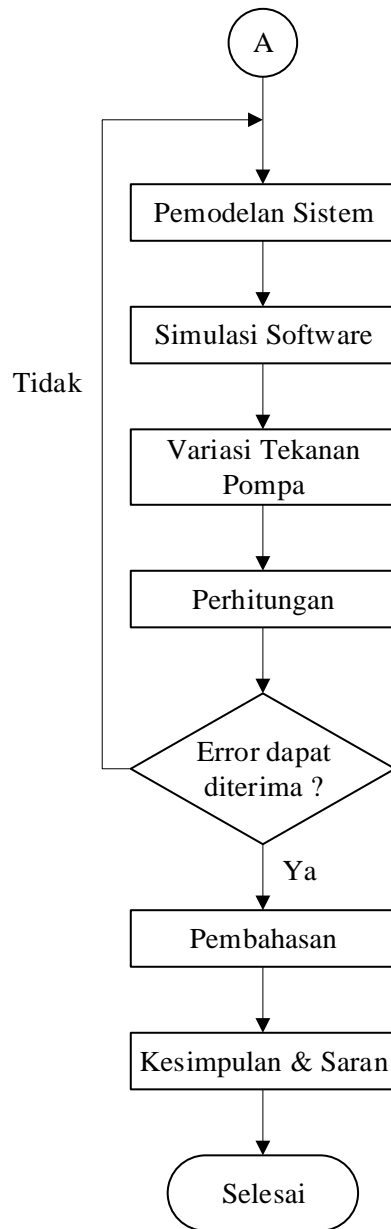
## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Metode yang Digunakan

Metode yang digunakan pada pengerjaan tugas akhir ini adalah metode simulasi menggunakan software Aspen Plus v10 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 Metodologi Penelitian (1)



Gambar 3.2 Flowchart Metodologi Penelitian (2)

### **3.2 Identifikasi Masalah**

Awal tahapan dalam pengerjaan skripsi ini adalah dengan mengidentifikasi permasalahan yang ada yang kemudian dirumuskan dalam perumusan masalah yang nantinya akan diselesaikan selama pengerjaan skripsi ini. Selain itu, juga terdapat batasan masalah. Hal ini dimaksudkan agar topik bahasan lebih mendetail dan tidak terlalu meluas. Juga akan memudahkan penulis dalam melakukan analisa masalah dan pembuatan model.

### **3.3 Studi Literatur**

Pada tahapan ini dilakukan pembelajaran terhadap teori-teori yang mendukung penelitian dan akan dibahas dalam penulisan tugas akhir. Teori yang dimaksud terkait teknologi *Organic Rankine Cycle*, *Flat-Plate Collector*, sistem rankine ideal, dan karakteristik *refrigerant* R245FA . Sumber yang digunakan sebagai acuan dapat berasal dari buku, jurnal, paper dan Internet.

### **3.4 Pengumpulan Data**

Pengumpulan data dilakukan guna menunjang dalam penyelesaian skripsi ini. Pengumpulan data diperlukan untuk mengetahui data faktor apa saja yang mempengaruhi kinerja dari *Organic Rankine Cycle*.

### **3.5 Studi Empiris**

Tahap ini merupakan analisis dan perencanaan awal berdasarkan penelitian yang telah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan perkiraan suhu air dingin sebelum digunakan pada kondensor dan suhu air panas setelah dari system *flat-plate solar collector* menuju pada evaporator.

### **3.6 Permodelan Sistem**

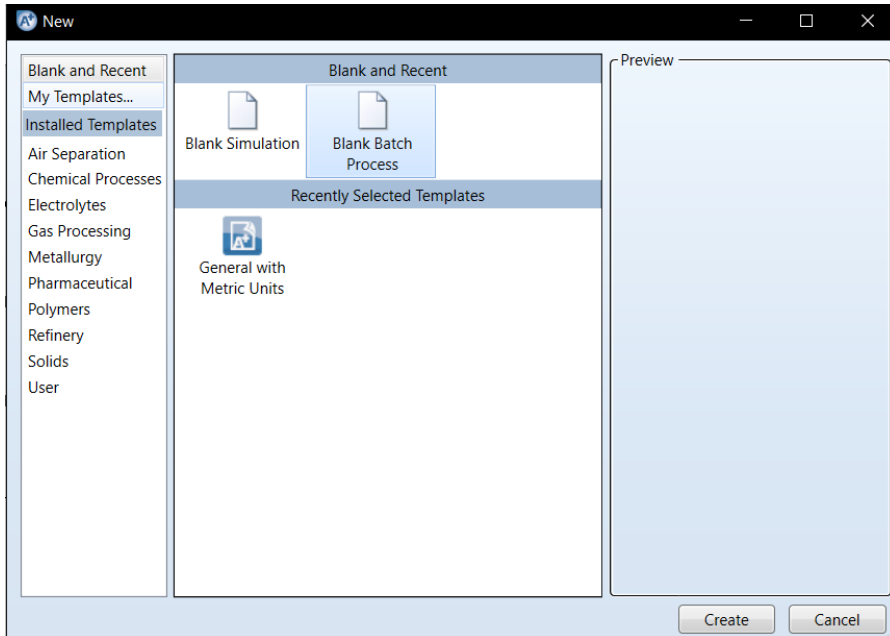
Tahapan ini diawali dengan perancangan *ORC* siklus tertutup menggunakan software Aspen Plus v10 dengan beberapa referensi desain pembangkit yang sudah ada sebelumnya. Hal yang dilakukan selanjutnya adalah melakukan uji coba (trial-error) untuk mendapatkan karakteristik pembangkit yang tepat sesuai batasan yang ada.

### **3.7 Simulasi dan Perhitungan pada Sistem**

Pada simulasi ini akan dilakukan dengan menggunakan fluida kerja, yaitu R245FA. 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 Aspen Plus v10, 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%. Pembuatan simulasi dilakukan input data sebagai berikut:

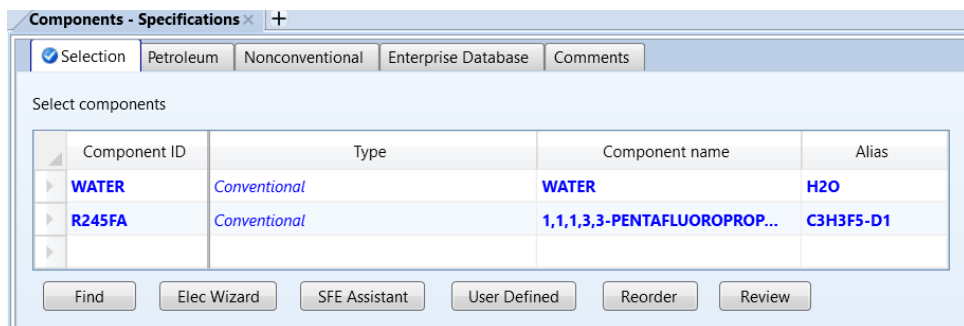
Penggunaan software ini di mulai dengan membuka software Aspen Plus v10 sehingga akan muncul tampilan gambar seperti pada gambar. Langkah

selanjutnya adalah memilih blank batch process seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.3 berikut ini :



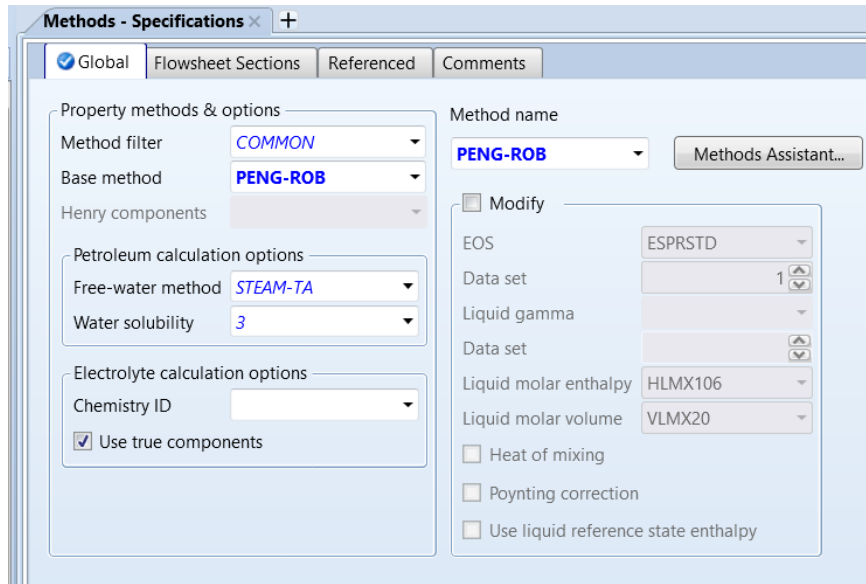
Gambar 3.3 Tampilan Awal Aspen Plus v10

lalu selanjutnya Aspen Plus v10 akan menampilkan kotak berupa data properties yang digunakan dalam permodelan yang ditunjukkan pada gambar 3.4 berikut ini :



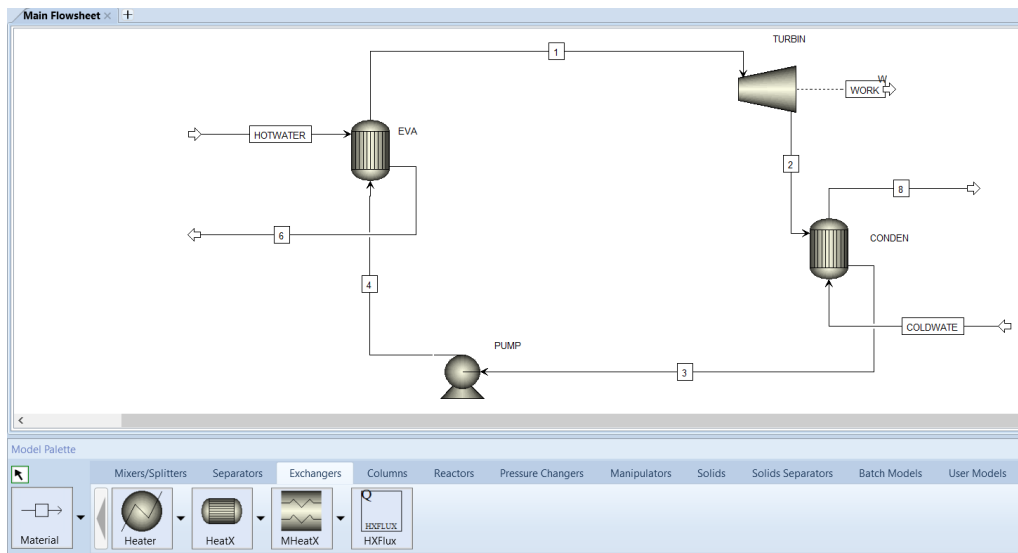
Gambar 3.4 Data Properties yang digunakan dalam pemodelan

Setelah menginput data properties yang akan digunakan yaitu berupa air (H2O) dan *refrigerant* R245FA seperti pada gambar 3.4, maka berikutnya akan dilanjutkan dengan memilih metode untuk dasar simulasi. Ditunjukkan pada gambar 3.5 berikut ini:



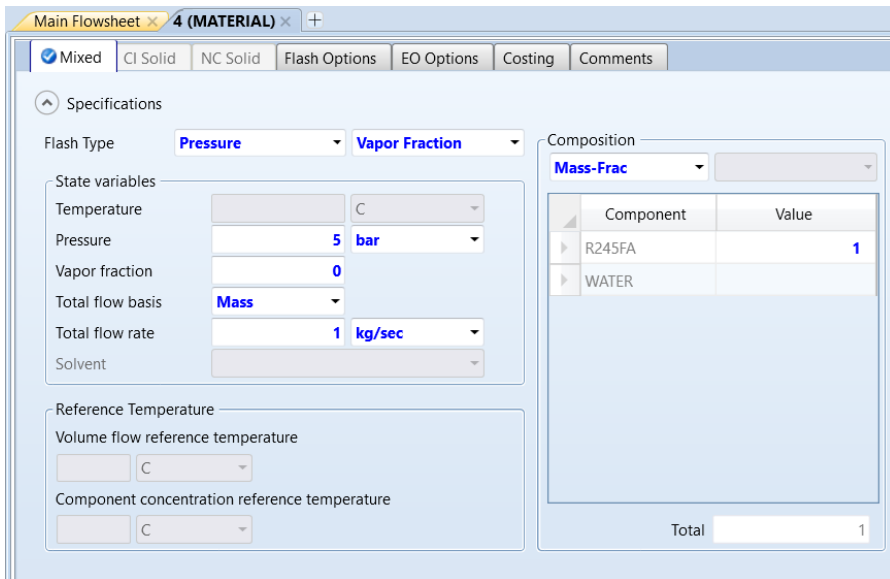
Gambar 3.5 Pemilihan metode yang digunakan dalam pemodelan

Setelah menginput metode yang akan digunakan yaitu PENG-ROB seperti pada gambar 3.5, maka berikutnya akan dilanjutkan dengan *running* aplikasi agar simulasi memiliki dasar awal. Kemudian dilakukan pembuatan siklus di tab simulation. Pada bagian ini dibuat model dari tab model palette seperti ditunjukkan pada gambar 3.6 berikut ini:



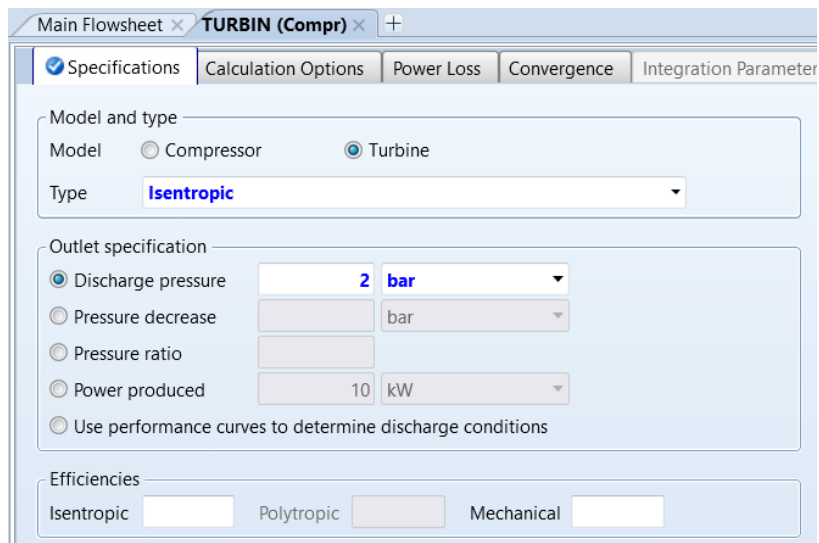
Gambar 3.6 Pembuatan simulasi ORC pada Aspen Plus v10

Setelah membuat simulasi *Organic Rankine Cycle* seperti pada gambar 3.6, maka berikutnya akan dilanjutkan dengan memberikan parameter simulasi seperti berikut ini :



Gambar 3.7 Parameter pada outlet pompa

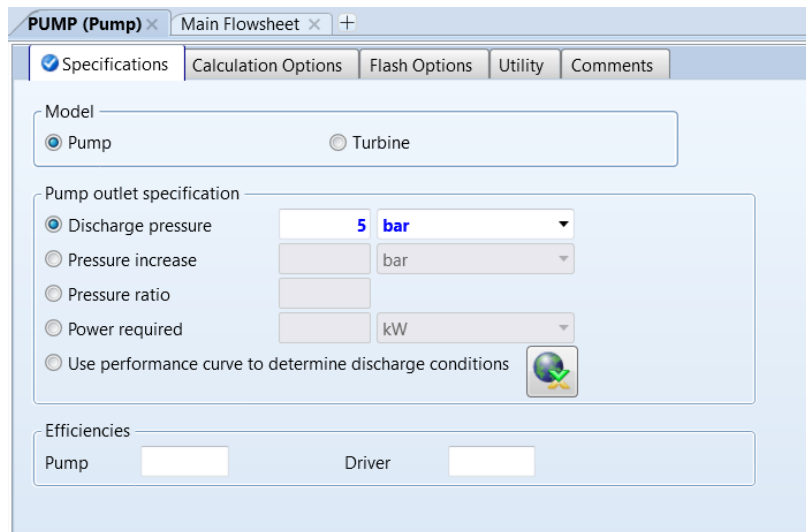
Parameter awal pada simulasi *ORC* dengan properties R245FA dan laju massa awal pada gambar 3.7, berikutnya akan dilanjutkan dengan memberikan parameter turbin berikut ini :



Gambar 3.8 Parameter pada Turbin

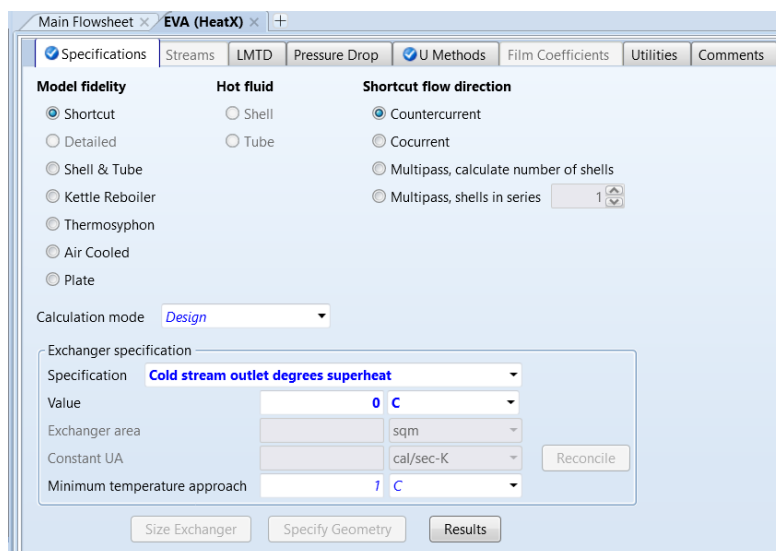


Parameter turbin dengan tekanan keluar sebesar 2 bar seperti pada gambar 3.8, maka berikutnya akan dilanjutkan dengan memberikan parameter pompa berikut ini :



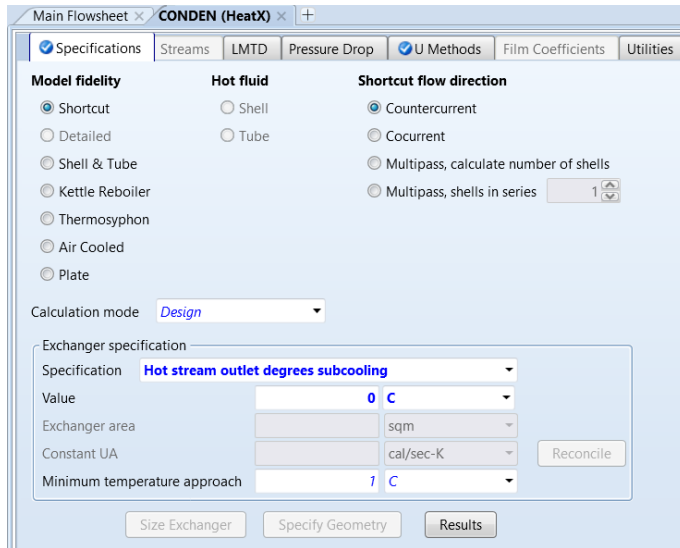
Gambar 3.9 Parameter pada pompa

Setelah memberikan parameter pompa dengan tekanan keluar sebesar 5 bar yang nanti akan divariasikan dari 3-6 bar. Berikutnya akan dilanjutkan dengan memberikan parameter evaporator seperti gambar berikut ini :



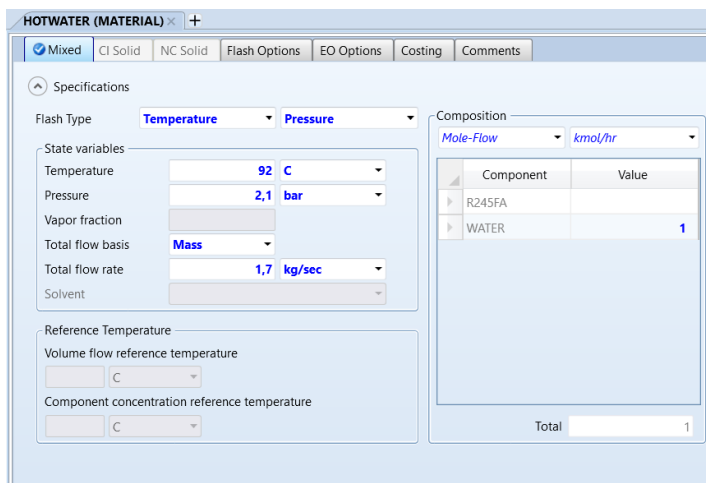
Gambar 3.10 Parameter pada Evaporator

Parameter pada evaporator dengan arah aliran countercurrent dan spesifikasi perpindahan panas “cold stream outlet degrees superheat” dengan nilai 0°C seperti pada gambar 3.10 . Berikutnya akan dilanjutkan dengan memberikan parameter condenser seperti gambar 3.11 berikut ini:



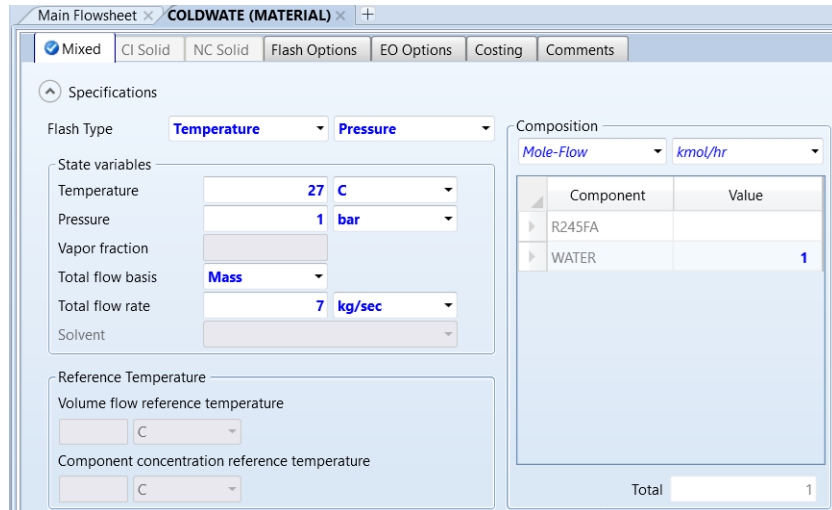
Gambar 3.11 Parameter pada Condenser

Parameter pada condenser dengan arah aliran countercurrent dan spesifikasi perpindahan panas “hot stream outlet degrees subcooling” dengan nilai 0°C . Berikutnya akan dilanjutkan dengan memberikan parameter aliran fluida panas sebelum evaporator yang dihasilkan dari *flat-plate solar collector* seperti gambar 3.12 berikut ini:



Gambar 3.12 Parameter pada Inlet Evaporator

Parameter Inlet evaporator menggunakan properties air (h<sub>2</sub>O), laju massa 1.7 kg/s, tekanan 2,1 bar dan temperature 92°C seperti pada gambar 3.12, dengan memberikan parameter aliran fluida dingin sebelum condenser seperti gambar 3.13 berikut ini:



Gambar 3.13 Parameter pada Inlet Condenser

Parameter Inlet condenser menggunakan properties air (h<sub>2</sub>O), laju massa 7 kg/s, tekanan 1 bar dan temperature 27°C seperti pada gambar 3.13. Setelah dilakukan pemilihan parameter pada setiap komponen penting simulasi maka akan dilakukan *running*. Hasil simulasi akan keluar yang berupa daya turbin kerja pompa dari fluida kerja, kerja netto, serta efisiensi thermal system.

### 3.8 Hasil dan Pembahasan

Langkah selanjutnya adalah melakukan analisa manual 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 temperature dari *Flate-Plate Solar Collector*, variasi tekanan keluar pompa pada system *ORC*. 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.

### 3.9 Kesimpulan dan Saran

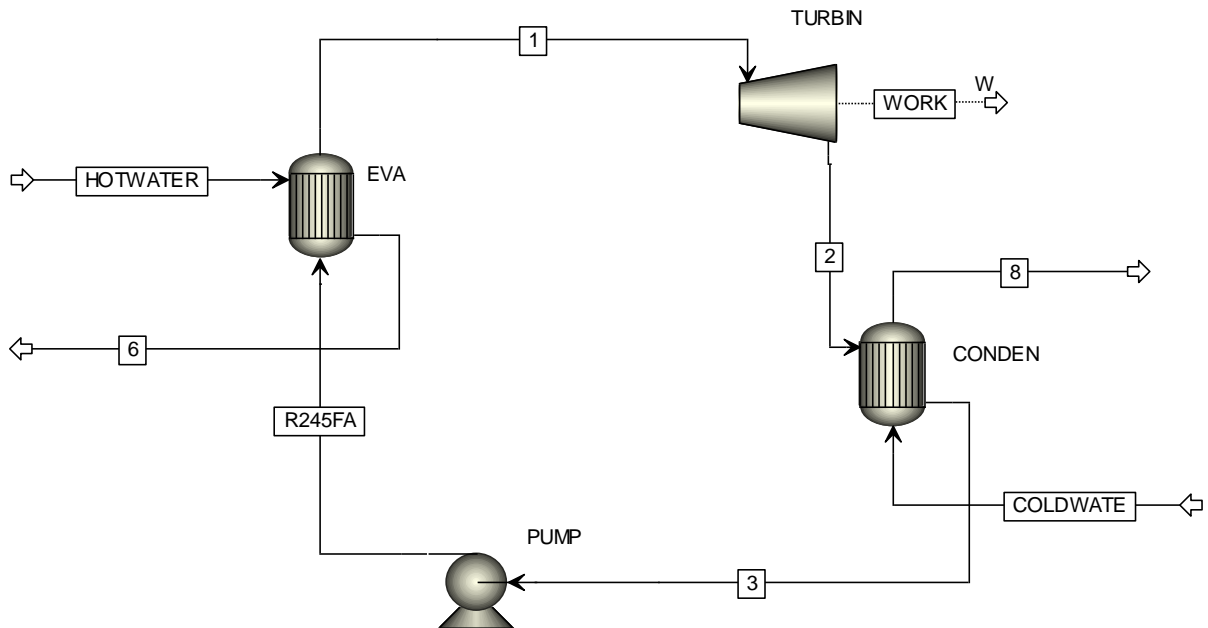
Tahap terakhir adalah menyimpulkan semua proses yang telah dilaksanakan sebagai jawaban atas masalah yang telah ditentukan. Pada tahap ini juga diberikan saran-saran yang sebaiknya dilakukan pada sistem yang ada maupun untuk penelitian berikutnya. Diharapkan dengan saran yang ada dapat menjadi referensi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

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Permodelan Sistem

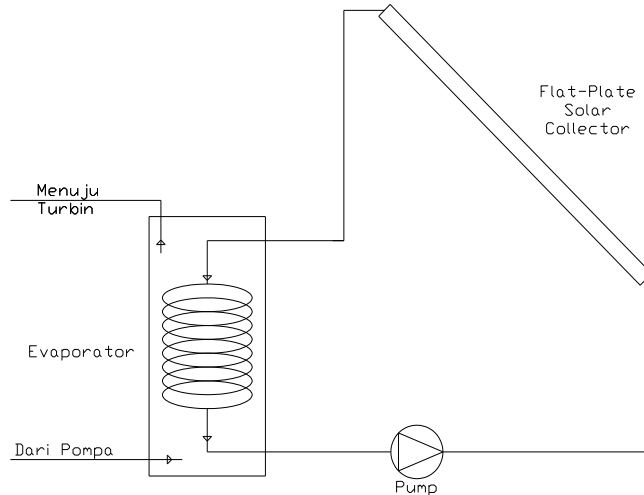
Permodelan sistem yang akan dirancang adalah sistem pembangkit *ORC* siklus tertutup. Komponen yang dipakai antara lain adalah evaporator, turbin, generator, kondenser, pompa fluida kerja, pompa air solar collector. Pada permodelan sistem awal, digunakan *software Aspen Plus v10* dengan alasan *software* tersebut dapat menunjukkan gambar skematik sistem yang lebih jelas. Gambar 4.1. menunjukkan diagram skematik dari *ORC* pada umumnya.



Gambar 4.1 Diagram Skematik *Organic Rankine Cycle* Pada Umumnya

pada Gambar 4.1. Menunjukkan diagram skematik *ORC* (*Organic Rankine Cycle*) yang sederhana dengan menggunakan sumber panas dari *flat plate solar collector* sebelum evaporator. *Flat plate solar collector* ini menggunakan sumber panas dari sinar matahari yang masuk ke sistem *flat plate solar collector* dan memanaskan air didalam yang akan digunakan untuk sumber panas di evaporator. Evaporator sendiri untuk memanaskan fluida kerja dan menghasilkan uap bertekanan yang akan memutar turbin, sehingga dapat menghasilkan tenaga listrik.

Prinsip dasar untuk menghitung efisiensi kolektor ini adalah dengan membandingkan besar kenaikan temperatur fluida yang mengalir di dalam kolektor dengan intensitas cahaya matahari yang diterima kolektor. Berikut ini adalah diagram skematik dari sistem *flat-plate solar collector* :



Gambar 4.2 Desain Skematik Sistem Flat-Plate Solar Collector

Pada skematik gambar 4.2 diketahui adanya beberapa komponen yang diperlukan. Untuk mendapatkan perhitungan diperlukan pemilihan komponen dari katalog produk yang telah ada. Berikut komponen yang telah dipilih (lebih lengkapnya pada lampiran) :

- a. *Flat-plate solar collector*

Merk	=	M4-200
Tinggi	=	2.06 m
Lebar	=	0.97 m
Ketebalan	=	0.09 m
Suhu maksimum operasi	=	117,6 °C
Tekanan maksimum operasi	=	1 MPa
Efisiensi <i>Optical</i>	=	75,5 %
Volume	=	1,6 liter
- b. Pompa

Merk	=	TPG40-160B
Power	=	1100 W
Head	=	21.5 m
Kapasitas	=	7,0 $\frac{m^3}{h}$
	=	1,94 liter/s

Dimana kapasitas yang dibutuhkan untuk sistem sebesar  $6,12 \frac{m^3}{h}$  dan head sebesar 21 m

Untuk *Flat-plate solar collector* memiliki efisiensi *optical* sebesar 75,5 % sehingga volume yang bisa dikenai sebesar 1,208 liter. Dari sistem sendiri membutuhkan pemanasan setiap 1,7 kg per detik, sehingga *Flat-plate solar collector* yang dibutuhkan sebanyak 2 buah. Setelah diketahui pemodelan sistem pembangkit listrik yang dibuat. Berikut karakteristik dari komponen Perancangan

Sistem Pembangkit Listrik *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan Menggunakan *Flat-Plate Solar Collector*.

Tabel 4.1 Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Organic Rankine Cycle (ORC) dengan Menggunakan Flat-Plate Solar Collector

Component	Karakteristik atau Merk
<i>Organic Rankine Cycle</i>	
Evaporator	<i>Shell &amp; Tube</i>
Turbin	Turbin Reaksi
Condenser	<i>Shell &amp; Tube</i>
Pompa	Sentrifugal
<i>Flat-Plate Solar Collector</i>	
<i>Flat-Plate</i> (2 pcs)	M4-200
Pompa	TPG40-160B

## 4.2 Simulasi Sistem Pembangkit ORC

### 4.2.1 Parameter Set Simulasi Software

Untuk memperoleh data akurat dari model ORC menggunakan *software* pemodelan *Aspen Plus v10*, *parameter set* Penelitian tersebut didesain dengan laju aliran massa air panas dari solar collector sebesar 1,7 kg/s dan air dingin sebesar 7 kg/s.

Tabel 4.2 Parameter Set Simulasi

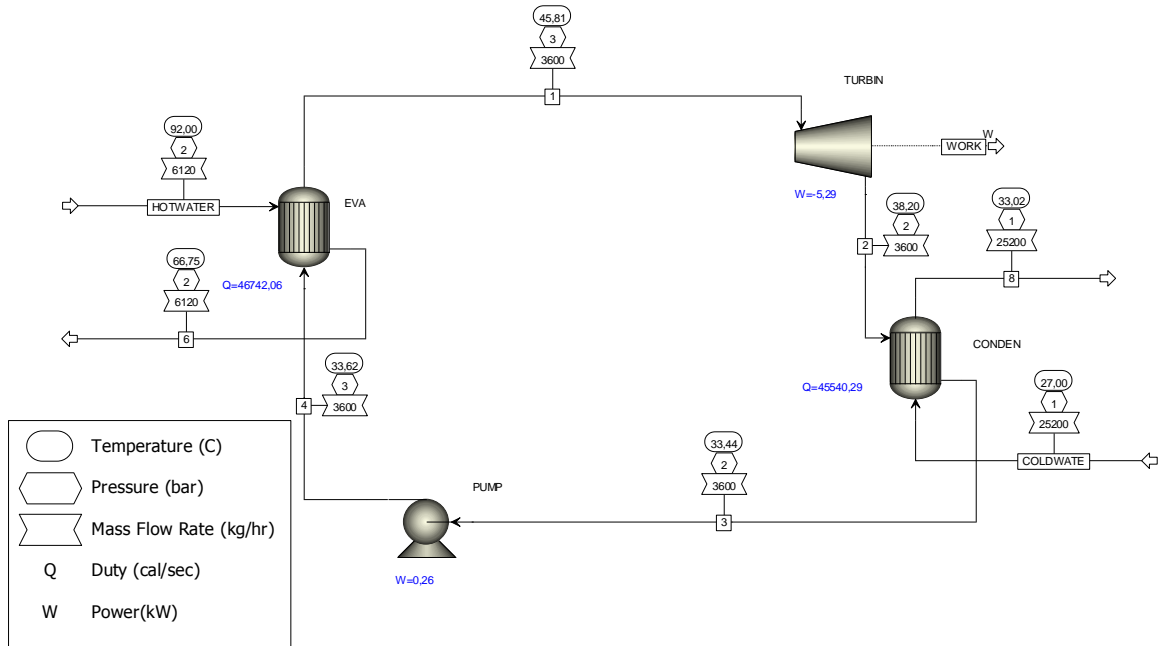
Parameter Operasional	Nilai	Satuan
Ditetapkan		
Temperatur air panas masuk evaporator	92	°C
Temperatur air dingin masuk kondenser	27	°C
Laju aliran massa air panas	1,7	kg/s
Laju aliran massa air dingin	7	kg/s
Laju aliran massa fluida kerja R245FA	1	Kg/s
Tekanan Outlet Pompa <i>Flat-Plate Solar Collector</i>	2,1	bar
Tekanan Outlet Turbin	2	bar
Divariasikan		
Tekanan Outlet Pompa	3-6	bar

### 4.2.2 Simulasi Desain Sistem ORC

Sistem energi dari desain sistem *ORC* akan disimulasikan menggunakan perangkat lunak *Aspen Plus* version 10. Gambar 4.1.

menunjukkan contoh tampilan hasil simulasi Aspen Plus v10 dengan fluida kerja R245FA pada desain sistem *ORC*.

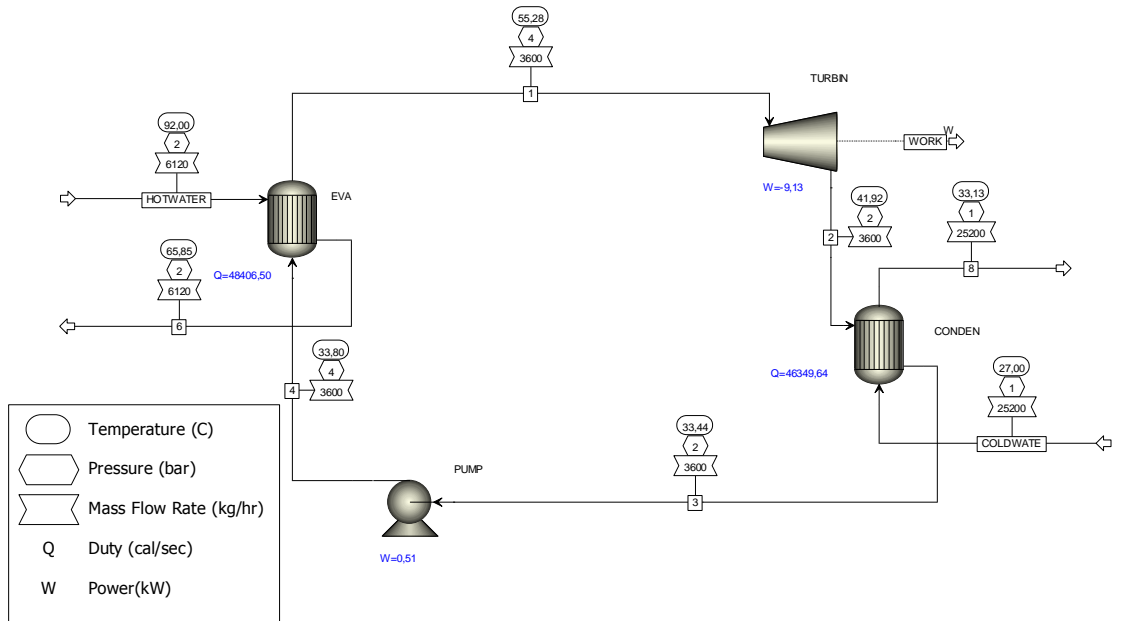
Pada penelitian ini, akan dilakukan variasi pada desain sistem *ORC* siklus tertutup dengan model single stage dengan variasi tekanan outlet pompa sebesar 3 sampai 6 bar. Berikut hasil dari simulasi dari parameter yang telah diberikan :



Gambar 4.3 Simulasi Desain *ORC* dengan tekanan outlet 3 bar

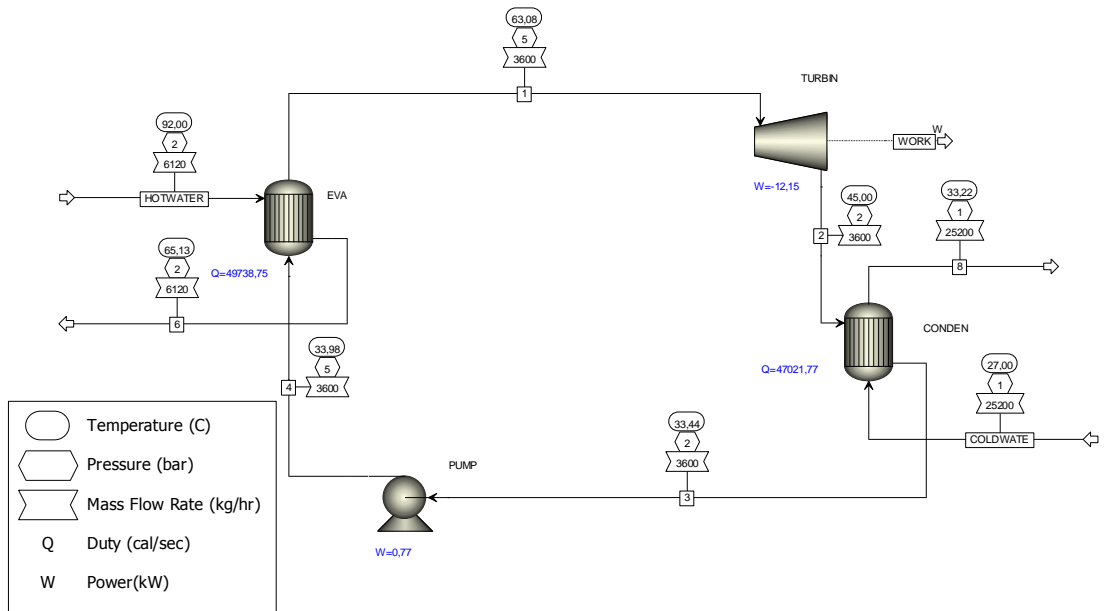
Pada hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4.3 dengan tekanan outlet 3 bar, dihasilkan daya turbin sebesar 5,29 kW dan kerja pompa sebesar 0.26 kW. Karakteristik fluida pada setiap equipment juga dapat ditampilkan. Karakteristik tersebut dihasilkan dari parameter set yang dimasukkan pada setiap equipment yang telah didesain. Setelah memasukkan parameter, kemudian dilakukan *running* pada program, program akan menghitung parameter input sehingga menghasilkan data seperti gambar 4.3. berikut simulasi desain dengan outlet 4 bar :





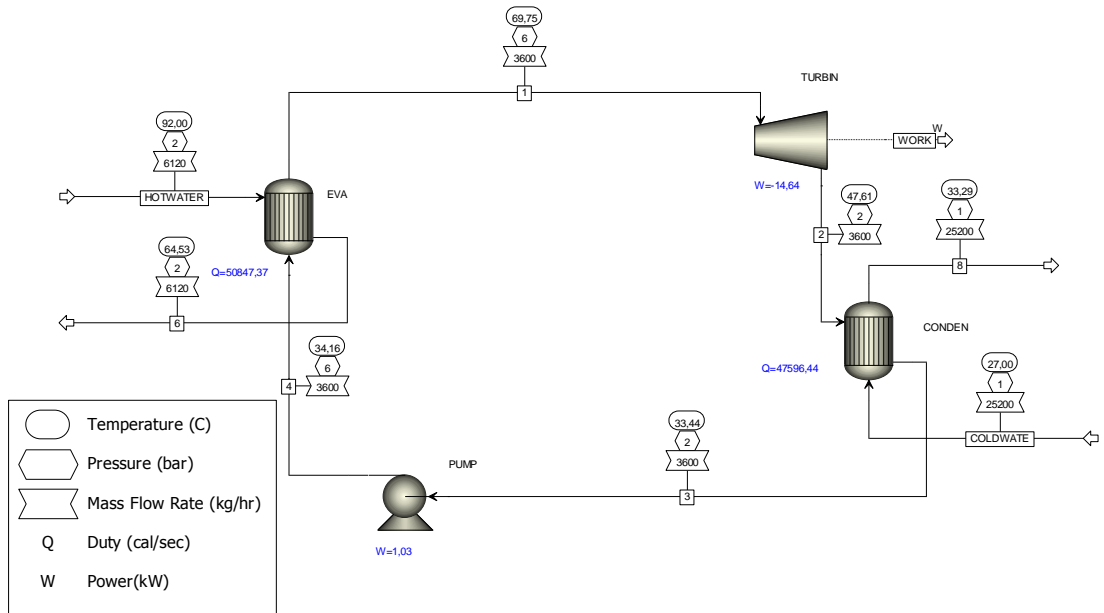
Gambar 4.4 Simulasi Desain ORC dengan tekanan outlet 4 bar

Pada hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4.3 dengan tekanan outlet 4 bar, dihasilkan daya turbin sebesar 9.13 kW dan kerja pompa sebesar 0.51 kW. berikut simulasi desain dengan outlet 5 bar :



Gambar 4.5 Simulasi Desain ORC dengan tekanan outlet 5 bar

Pada hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4.5 dengan tekanan outlet 5 bar, dihasilkan daya turbin sebesar 12.15 kW dan kerja pompa sebesar 0.77 kW. pada desain simulasi ini mempunyai hasil yang mendekati dengan tujuan dari penelitian ini yaitu sebesar 10 kW. Simulasi terakhir yaitu desain dengan outlet 6 bar sebagai berikut :



Gambar 4.6 Simulasi Desain ORC dengan tekanan outlet 6 bar

Pada hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4.6 dengan tekanan outlet pompa sebesar 6 bar, dihasilkan daya turbin sebesar 14.64 kW dan kerja pompa sebesar 1,03 kW. pada desain simulasi ini mempunyai hasil tertinggi.

### 4.3 Perhitungan

Pada penelitian ini, perhitungan manual akan dilakukan untuk memvalidasi simulasi pada software Aspen Plus v10. 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 yaitu dengan berdasar desain simulasi ORC dengan outlet pompa 5 bar. Hal ini dikarenakan, hasil yang keluar di simulasi mendekati dengan tujuan dari penelitian ini.

Untuk mempermudah dalam melakukan perhitungan, sebaiknya kita mengetahui properties di tiap-tiap titik pada skema *organic rankine cycle*. Metode perhitungan didasarkan pada beberapa asumsi untuk menyederhanakan perhitungan, asumsi sebagai berikut:

1. Setiap komponen yang dianalisa dalam keadaan steady state

2. Proses yang terjadi pada turbin merupakan proses isentropik
3. Energi kinetik dan energi potensial diabaikan
4. Perhitungan performa turbin uap didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar pada sistem saja, tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada setiap state yang ada di dalam turbin uap.
5. Perhitungan performa condenser didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar yang terjadi pada sistem.

#### 4.3.1 Perhitungan pada Setiap Titik

Berikut perhitungan pada setiap state berdasarkan desain simulasi *ORC* dengan tekanan outlet pompa 5 bar :

- a. State 1

Pada titik ini uap panas lanjut dari evaporator menuju turbin uap. Dari tabel desain simulasi, didapatkan data yaitu:

$$T_1 = 63,08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 5 \text{ bar}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamika dari library Aspen Plus v10 untuk fluida R245FA. (terdapat pada lampiran). Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi:

$$h_1 = \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah}$$

$$h_1 = \frac{(-8731,35 \frac{kJ}{kg} - (-8730,35) \frac{kJ}{kg})}{(63^\circ\text{C} - 64^\circ\text{C})} \times (63,08 - 64^\circ\text{C}) + (-8730,37) \frac{kJ}{kg}$$

$$h_1 = -8731,2716 \frac{kJ}{kg}$$

- b. State 2

Pada titik ini uap dari turbin uap menuju condenser. Dari tabel desain simulasi, didapatkan data yaitu:

$$T_2 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 2 \text{ bar}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamika dari library Aspen Plus v10 untuk fluida R245FA. (terdapat pada lampiran). Besar enthalpy didapatkan:

$$h_2 = -8743,42 \frac{kJ}{kg}$$

- c. State 3

Pada titik ini fluida kerja dalam fase cair dari condenser menuju pompa. Dari tabel desain simulasi, didapatkan data yaitu:

$$T_3 = 33,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 2 \text{ bar}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamika dari library Aspen Plus v10 untuk fluida R245FA. (terdapat pada lampiran). Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi:

$$h_3 = \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_3 - T_{bawah}) + h_{bawah}$$

$$h_3 = \frac{\left(-8940,88 \frac{kJ}{kg} - (-8939,56) \frac{kJ}{kg}\right)}{(33^\circ\text{C} - 34^\circ\text{C})} \times (33,44 - 34^\circ\text{C}) + (-8939,56) \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = -8940,2992 \frac{kJ}{kg}$$

d. State 4

Pada titik ini fluida kerja dalam fase cair dari pompa menuju evaporator. Dari tabel desain simulasi, didapatkan data yaitu:

$$T_4 = 33,98 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 5 \text{ bar}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamika dari library Aspen Plus v10 untuk fluida R245FA. (terdapat pada lampiran). Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi:

$$h_4 = \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_4 - T_{bawah}) + h_{bawah}$$

$$h_4 = \frac{\left(-8940,81 \frac{kJ}{kg} - (-8939,5) \frac{kJ}{kg}\right)}{(33^\circ\text{C} - 34^\circ\text{C})} \times (33,98 - 34^\circ\text{C}) + (-8939,5) \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = -8939,5262 \frac{kJ}{kg}$$

### 4.3.2 Perhitungan Peforma *Organic Rankine Cycle*

a. Perhitungan  $\dot{W}$  turbin

$$\dot{W}_{turbin} = \dot{m}_1 \times (h_1 - h_2)$$

$$\dot{W}_{turbin} = 1 \frac{kg}{s} \times \left(-8731,2716 \frac{kJ}{kg} - (-8743,42) \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\dot{W}_{turbin} = 12,148 \frac{kJ}{s}$$

b. Perhitungan  $\dot{W}$  pompa

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_3 \times (h_4 - h_3)$$

$$\dot{W}_{pompa} = 1 \frac{kg}{s} \times \left(-8939,5262 \frac{kJ}{kg} - (-8940,2992) \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$\dot{W}_{pompa} = 0,773 \frac{kJ}{s}$$

- c. Perhitungan  $\dot{Q}$  evaporator

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_4 \times (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{in} = 1 \frac{kg}{s} \times \left( -8731,2716 \frac{kJ}{kg} - (-8939,5262) \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$\dot{Q}_{in} = 208,254 \frac{kJ}{s}$$

- d. Perhitungan  $\dot{Q}$  condenser

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_3 \times (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{out} = 1 \frac{kg}{s} \times \left( -8743,42 \frac{kJ}{kg} - (-8940,2992) \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$\dot{Q}_{out} = 196,879 \frac{kJ}{s}$$

- e. Perhitungan  $\dot{W}_{net}$

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pompa})$$

$$\dot{W}_{net} = \left( 12,148 \frac{kJ}{s} - 0,773 \frac{kJ}{s} \right)$$

$$\dot{W}_{net} = 11,375 \frac{kJ}{s}$$

- f. Perhitungan *Effisiensi*

$$\eta_a = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}}$$

$$\eta_a = \frac{11,375 \frac{kJ}{s}}{208,254 \frac{kJ}{s}}$$

$$\eta_a = 0,054$$

$$\eta_a = 5,4\%$$

### 4.3.3 Perhitungan Perpindahan Panas pada Evaporator

Prinsip dasar untuk menghitung efisiensi kolektor ini adalah dengan membandingkan besar kenaikan temperatur fluida yang mengalir di dalam kolektor dengan intensitas cahaya matahari yang diterima kolektor. Berikut perhitungan pada sistem *flat-plate solar collector* :

- a. Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (LMTD)

Besarnya perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$LMTD = \frac{-31,14^\circ\text{C} - (-28,92^\circ\text{C})}{\ln \frac{-31,14^\circ\text{C}}{-28,92^\circ\text{C}}}$$

$$LMTD = \frac{-2,22^\circ\text{C}}{-0,073^\circ\text{C}}$$

$$LMTD = 30,41$$

Dimana :

$$\Delta T_1 = T_5 - T_1 = 92^\circ\text{C} - 63,08^\circ\text{C} = 28,92$$

$$\Delta T_2 = T_6 - T_4 = 65,12^\circ\text{C} - 33,98^\circ\text{C} = 31,14$$

Untuk tipe alat penukar kalor tipe 1 pas shell dan 1 pas tube faktor koreksi (F) = 1

b. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Disain ( $U_d$ )

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain dapat diketahui dengan menggunakan persamaan:

$$U_d = \frac{Q}{A \times LMTD}$$

Dimana :

$q$  = Laju perpindahan kalor (W)

LMTD = Beda temperature rata-rata logaritma

A = Luas perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )

$$= Nt \times L \times \pi \times D_{o,t}$$

$$= 235 \times 4,877\text{m} \times 3,14 \times 0,019\text{m}$$

$$= 68,56 \text{ m}^2$$

Jadi,

$$U_d = \frac{\dot{Q}_{in}}{A \times LMTD}$$

$$U_d = \frac{208.254 \text{ W}}{68,56 \text{ m}^2 \times 30,41}$$

$$U_d = 99,886 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

c. Perhitungan Sisi Tube

- Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total ( $a_t$ )

$$a_t = N_t \frac{a'_t}{n}$$

$$a_t = 235 \frac{2,154 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{1}$$

$$a_t = 0,05 \text{ m}^2$$

- Kecepatan Aliran Massa Air ( $G_t$ )

$$G_t = \frac{\dot{m}_5}{a_t}$$

$$G_t = \frac{1,7 \text{ kg/s}}{0,05 \text{ m}^2}$$

$$G_t = 34 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Bilangan Reynold ( $R_{e,h}$ )

$$R_{e,t} = \frac{d_{i,t} \times G_t}{\mu}$$

$$R_{e,t} = \frac{16,56 \times 10^{-3} \text{ m} \times 34 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{12,33 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}}$$

$$R_{e,t} = 456609,89$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam *tube* adalah aliran turbulen karena  $R_{e,t} > 2300$  (Incropera: 1996)

- Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi ( $h_i$ )  
Koefisien perpindahan kalor konveksi ( $h_i$ ) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \times d_{i,t}}{k} = 0,0214 (R_{e,t}^{0.8} - 100) P_{r,t}^{0.4}$$

$$Nu = 0,0214 (456609,89^{0.8} - 100) \times 0,8756^{0.4}$$

$$Nu = 681,838$$

Sehingga :

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_{i,t}}$$

$$h_i = \frac{681,838 \times 0,031 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{16,56 \times 10^{-3} m}$$

$$h_i = 1276,387 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

d. Perhitungan Sisi Shell

- Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total ( $a_s$ )

$$a_s = \frac{d_{i,t} \times C' \times B}{P_t}$$

$$a_s = \frac{438,15 \text{ mm} \times 6,35 \text{ mm} \times 219 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}}$$

$$a_s = 23988,713 \text{ mm}^2$$

$$a_s = 0,0239888 \text{ m}^2$$

$$a_s = 0,024 \text{ m}^2$$

- Kecepatan Aliran Massa Air ( $G_s$ )

$$G_s = \frac{\dot{m}_4}{a_t}$$

$$G_s = \frac{1 \text{ kg/s}}{0,024 \text{ m}^2}$$

$$G_s = 41,67 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Bilangan Reynold ( $R_{e,h}$ )

$$R_{e,s} = \frac{d_e \times G_s}{\mu}$$

$$R_{e,s} = \frac{18,045 \times 10^{-3} m \times 41,67 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{0,637 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}}$$

$$R_{e,s} = 1180,43$$

Dimana :

$d_e$  = diameter hidrolik

$$d_e = \frac{4 \left( \frac{1}{2} P_t \times 0,86 P_t - \frac{1}{2} \pi \times d_{o,t}^2 \right)}{\frac{1}{2} \pi d_{o,t}}$$

$$d_e = \frac{4 \left( \left( \frac{1}{2} \times 25,4 \times 0,86 \times 25,4 \right) - \frac{1}{2} \times 3,14 \times 19,05^2 \right)}{\frac{1}{2} \times 3,14 \times 19,05}$$

$$d_e = \frac{4 \left( (12,7 \times 21,84) - 142,44 \right)}{29,91}$$

$$d_e = 18,05 \text{ mm}$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam *tube* adalah aliran laminar karena  $Re_{e,s} < 2300$  (Incropera: 1996)

- Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi ( $h_i$ )  
Koefisien perpindahan kalor konveksi ( $h_i$ ) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \times d_{i,t}}{k}$$

$$Nu = 0,012 (Re_{e,s}^{0.8} - 280) Pr_{r,t}^{0.4}$$

$$Nu = 0,012 (1180,43^{0.8} - 280) \times 4,473^{0.4}$$

$$Nu = 0,149$$

Sehingga :

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_{i,t}}$$

$$h_i = \frac{0,149 \times 0,6286 \frac{W}{m^{\circ}C}}{18,05 \times 10^{-3}m}$$

$$h_i = 5,1 W/m^2^{\circ}C$$

- e. Laju Kapasitas Kalor ( $U_d$ )

- Untuk perhitungan fluida dingin di shell

$$C_4 = m_4 \times C_4$$

$$C_4 = 1 \frac{kg}{s} \times 926 \frac{J}{kg^{\circ}C}$$

$$C_4 = 926 W/^{\circ}C$$

- Untuk perhitungan fluida panas di tube

$$C_5 = m_5 \times C_5$$

$$C_5 = 1,7 kg/s \times 4210$$

$$C_5 = 7157 W/^{\circ}C$$

Dari laju kapasitas kalor yang didapat,  $C_5 > C_4$  maka  $C_{maks} = C_5$  dan  $C_{min} = C_4$

- f. Laju Perpindahan Kalor Maksimum ( $q_{maks}$ )

$$Q_{maks} = C_{min} \times (T_5 - T_4)$$

$$Q_{maks} = 926 \frac{W}{^{\circ}C} \times (92 - 33,98)^{\circ}C$$

$$Q_{maks} = 926 \frac{W}{^{\circ}C}$$

$$C_4 = 53.726,52 W/^{\circ}C$$

#### 4.3.4 Perhitungan Flat-Plate Solar Collector

Prinsip dasar untuk menghitung efisiensi kolektor ini adalah dengan membandingkan besar kenaikan temperatur fluida yang mengalir di dalam kolektor dengan intensitas cahaya matahari yang diterima kolektor. Berikut perhitungan pada sistem *flat-plate solar collector* :

- a. Perhitungan Energi yang berguna untuk kolektor

$$Q_{u,a} = \dot{m} \cdot C_p (T_o - T_i)$$



$$Q_{u,a} = 1,7 \frac{kg}{s} \times 4,2 \frac{J}{Kg.K} \times (365 - 338,12)K$$

$$Q_{u,a} = 191,92 \frac{J}{s}$$

$$Q_{u,a} = 191,92 W$$

Dimana :

$$\dot{m} = 1,7 (Kg/s)$$

$$T_i = 65,12 \text{ } ^\circ\text{C} = 338,12 K$$

$$T_o = 92 \text{ } ^\circ\text{C} = 365 K$$

$C_p = 4,2 (J/Kg.K)$ , nilai  $C_p$  didapat *engineeringtoolbox.com* dari properties fluida air (H<sub>2</sub>O) berdasarkan temperature

$$(T_{film} = \frac{T_o + T_i}{2} = \frac{365 - 338,12}{2} = 351,56 K)$$

b. Perhitungan efisiensi aktual

$$\eta_a = \frac{Q_{u,a}}{A_c \cdot I_T}$$

$$\eta_a = \frac{191,92 W}{1,998 m^2 \cdot 1000 \frac{W}{m^2}}$$

$$\eta_a = 0,096$$

$$\eta_a = 9,6 \%$$

Dimana:

$$A_c = \text{Tinggi} \times \text{lebar } flat\text{-plate solar collector}$$

$$A_c = 2,06m \times 0,97m$$

$$A_c = 1,998 m^2$$

$$I_T = 1000 \frac{W}{m^2} (\text{intensitas matahari pada siang hari})$$

#### 4.4 Validasi Data Hasil Simulasi dengan Perhitungan Manual

Pada penelitian 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. Validasi dilakukan pada perhitungan  $\dot{W}_{net}$  dengan output pompa 5 bar. Persentase error simulasi dihitung dengan persamaan:

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

$$\%error = \frac{|11,38kW - 11,375kW|}{11,38kW} \times 100\%$$

$$\%error = 0,000439$$

$$\%error = 0,0439 \%$$

Dimana:

$$\dot{W}_{net} \text{ simulasi untuk outlet pompa 5 bar} = 12,5 kW - 0,77 kW = 11,38 kW$$

$$\dot{W}_{net} \text{ perhitungan untuk outlet pompa 5 bar} = 11,375 kW$$

Dengan hasil kalkulasi persentase error, yaitu 0,04 %. Error masih dapat dikatakan dalam batas wajar karena kurang dari 5%. Hal ini menunjukkan bahwa

simulasi dengan Aspen Plus v10 cukup akurat. Error yang ada disebabkan oleh pembacaan entalpi, entropi, tekanan, volume spesifik, dan karakteristik lain pada setiap titik.

#### 4.5 Perbandingan Hasil Perhitungan Setiap Variasi Outlet Pompa

Pada penelitian ini perhitungan dengan inputan parameter yang sama dengan simulasi didapatkan daya turbin, kerja pompa, kerja netto, dan efisiensi thermal. Hasil peforma pehitungan manual terdapat pada tabel 4.2. dan hasil simulasi ditabulasikan dalam tabel 4.3. sebagai berikut :

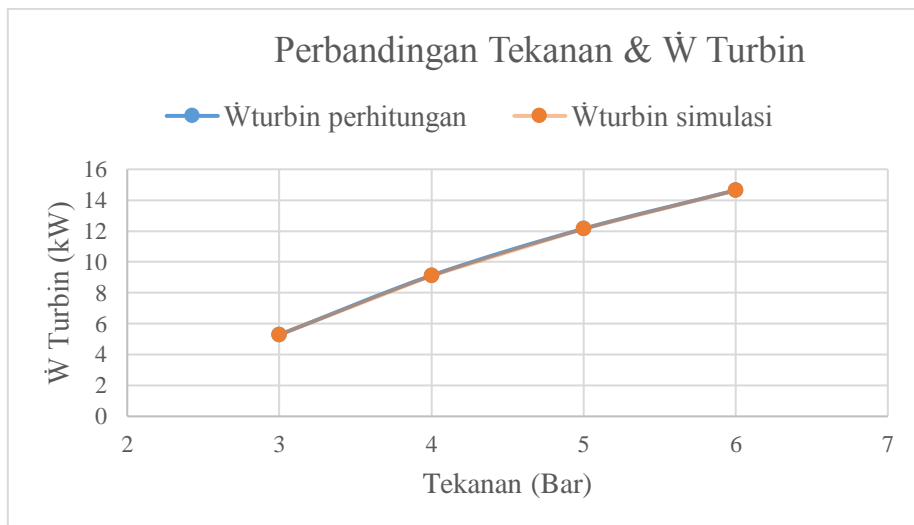
Tabel 4.3 Hasil perhitungan manual

P Out Pompa (Bar)	$\dot{W}_{\text{turbin}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{pompa}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{net}}$ (kW)	efisiensi %
3	5,2833	0,2576	5,0257	2,54
4	9,1196	0,5172	8,6024	4,24
5	12,1484	0,773	11,3754	5,46
6	14,6388	1,0304	13,6084	6,39

Tabel 4.4 Hasil perhitungan simulasi

P Out Pompa (Bar)	$\dot{W}_{\text{turbin}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{pompa}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{net}}$ (kW)	efisiensi %
3	5.29	0.26	5.03	2.57
4	9.13	0.51	8.62	4.25
5	12.15	0.77	11.38	5.46
6	14.64	1.03	13.61	6.39

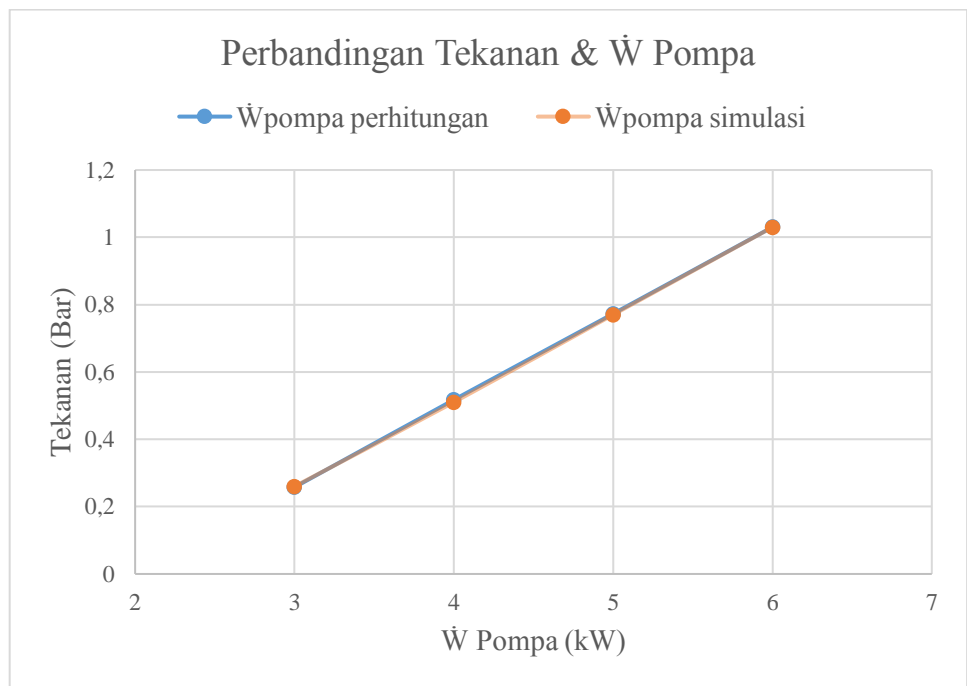
##### 4.5.1 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Daya Turbin



Gambar 4.7 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Daya Turbin

Grafik 4.7 merupakan perbandingan tekanan outlet pompa terhadap daya turbin dengan 4 variasi yaitu tekanan 3 sampai 6 bar dari hasil perhitungan dan simulasi. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk tekanan outlet pompa sebesar 6 bar menghasilkan daya turbin tertinggi dan tekanan outlet pompa sebesar 3 bar daya turbin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk outlet pompa sebesar 6 bar menghasilkan daya sebesar 14,638 kW pada perhitungan manual dan 14,64 kw pada simulasi, untuk outlet pompa sebesar 3 bar menghasilkan daya 5,583 kW pada perhitungan manual dan 5,29 kW pada simulasi. Pada kurva diatas bisa dilihat bahwa hubungan tekanan outlet pompa dengan daya turbin berbanding lurus sesuai dengan laju massa fluida kerja yang sama. Hasil dari simulasi maupun perhitungan sesuai dengan teori, semakin besar tekanan yang dihasilkan pompa maka semakin besar juga tekanan yang diterima oleh sudu turbin. Hal tersebut menyebabkan daya yang dihasilkan oleh turbin semakin besar.

#### 4.5.2 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Kerja Pompa

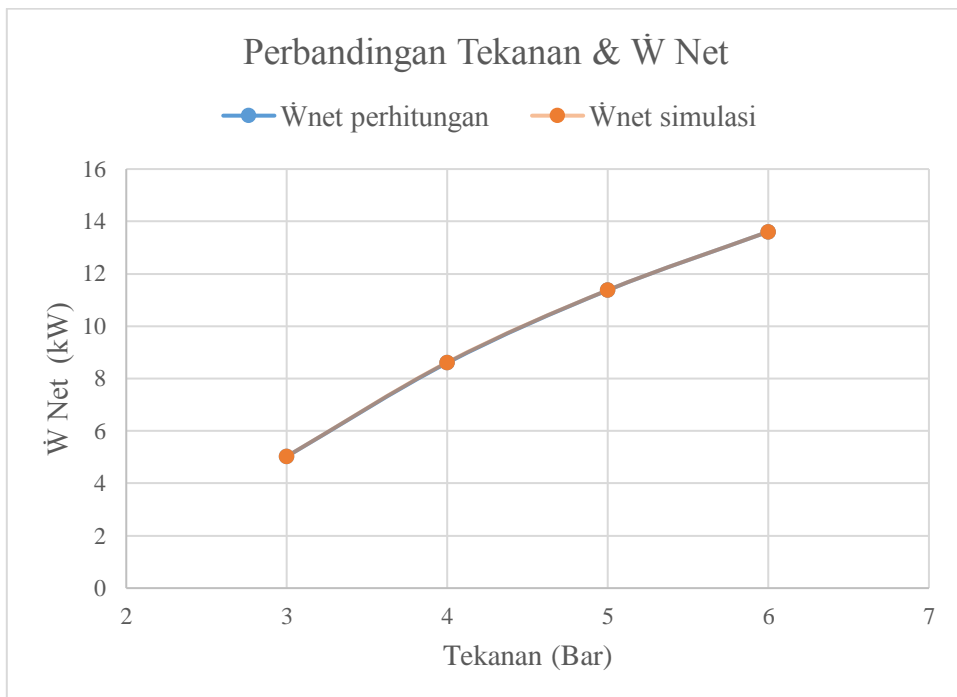


Gambar 4.8 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Kerja Pompa

Grafik 4.8 merupakan perbandingan tekanan outlet pompa terhadap kerja pompa dengan 4 variasi yaitu tekanan 3 sampai 6 bar dari hasil perhitungan dan simulasi. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk tekanan outlet pompa sebesar 6 bar membutuhkan kerja pompa tertinggi dan tekanan outlet pompa sebesar 3 bar kerja pompa yang dibutuhkan lebih

rendah. Dimana untuk outlet pompa sebesar 6 bar membutuhkan kerja sebesar 1,0304 kW pada perhitungan manual dan 1,03 kw pada simulasi, untuk outlet pompa sebesar 3 bar membutuhkan kerja 0,257 kW pada perhitungan manual dan 0,26 kW pada simulasi. Pada kurva diatas bisa dilihat bahwa hubungan tekanan outlet pompa dengan kerja pompa berbanding lurus sesuai dengan laju massa fluida kerja yang sama. Hasil dari simulasi maupun perhitungan sesuai dengan teori, semakin besar tekanan yang dihasilkan pompa maka semakin besar juga kerja yang dibutuhkan oleh pompa untuk memutar impeller. Hal tersebut menyebabkan kerja yang dibutuhkan oleh pompa semakin besar.

### 4.5.3 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Kerja Netto

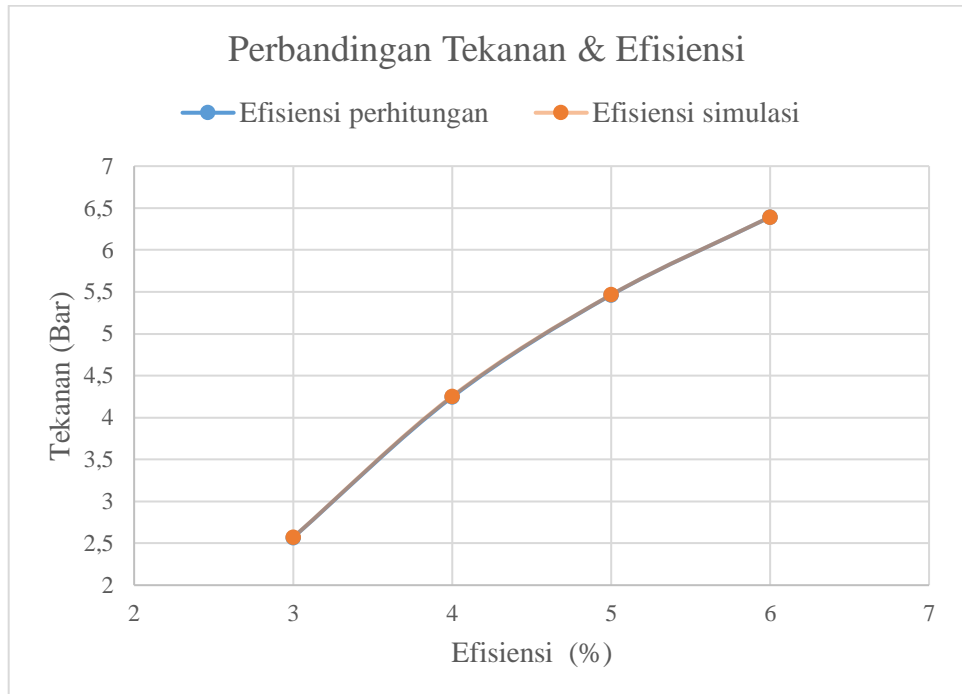


Gambar 4.9 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Kerja Netto

Grafik 4.9 merupakan perbandingan tekanan outlet pompa terhadap kerja netto dengan 4 variasi yaitu tekanan 3 sampai 6 bar dari hasil perhitungan dan simulasi. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk tekanan outlet pompa sebesar 6 bar menghasilkan kerja netto tertinggi dan tekanan outlet pompa sebesar 3 bar menghasilkan kerja netto yang lebih rendah. Dimana untuk outlet pompa sebesar 6 bar menghasilkan kerja netto sebesar 13,608 kW pada perhitungan manual dan 13,61 kw pada simulasi, untuk outlet pompa sebesar 3 bar menghasilkan daya 5,025 kW pada perhitungan manual dan 5,03 kW pada simulasi. Pada kurva diatas bisa dilihat bahwa

hubungan tekanan outlet pompa dengan kerja netto berbanding lurus sesuai dengan laju massa fluida kerja yang sama. Hasil dari simulasi maupun perhitungan sesuai dengan teori, semakin besar tekanan yang dihasilkan pompa maka semakin besar juga kenaikan temperature pada evaporator yang diterima oleh sudu turbin. Meskipun kerja pompa yang dibutuhkan semakin besar kerja total atau netto tetap semakin besar dikarenakan daya turbin yang dihasilkan lebih besar.

#### 4.5.4 Perbandingan Tekanan Outlet Pompa dan Efisiensi Thermal



Gambar 4.10 Tekanan Outlet Pompa Terhadap Efisiensi Thermal

Grafik 4.10 merupakan perbandingan tekanan outlet pompa terhadap efisiensi thermal dengan 4 variasi yaitu tekanan 3 sampai 6 bar dari hasil perhitungan dan simulasi. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk tekanan outlet pompa sebesar 6 bar menghasilkan efisiensi thermal tertinggi dan tekanan outlet pompa sebesar 3 bar efisiensi thermal yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk outlet pompa sebesar 6 bar menghasilkan kerja netto sebesar 6,392 % pada perhitungan manual dan 6,393 % pada simulasi, untuk outlet pompa sebesar 3 bar menghasilkan efisiensi thermal 2,56 kW pada perhitungan manual dan 2,57 kW pada simulasi. Pada kurva diatas bisa dilihat bahwa hubungan tekanan outlet pompa dengan efisiensi thermal berbanding lurus sesuai dengan laju massa fluida kerja yang sama. Hasil dari simulasi maupun perhitungan sesuai dengan teori, semakin besar tekanan yang dihasilkan pompa maka semakin besar juga kenaikan temperature pada

evaporator yang akan diterima oleh sudu turbin. Hal tersebut menyebabkan kerja netto yang dihasilkan semakin besar, meskipun kerja pada evaporator yang dihasilkan semakin tinggi efisiensi thermal tetap semakin tinggi.

## **BAB 5**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Beberapa hasil yang dapat disimpulkan dari analisa desain system pembangkit listrik *ORC* dengan *flat plate solar collector* menggunakan software aspen plus v10 adalah sebagai berikut :

1. Simulasi desain sistem pembangkit *ORC* dengan fluida kerja R245FA menghasilkan daya yang mendekati 10 kW ialah pada tekanan outlet pompa 5 bar dengan 11,38 kW. Sistem *flat-plate solar collector* mendapatkan energy yang berguna untuk kolektor sebesar 191,92 W dan efisiensi sebesar 9,8 % ,
2. Simulasi desain sistem pembangkit *ORC* dengan fluida kerja R245FA menghasilkan daya terbesar pada tekanan outlet pompa 6 bar dengan  $W_{net}$  sebesar 13,61 kW dan daya terkecil dihasilkan oleh tekanan outlet pompa 3 bar yang sebesar 5,03kW. Daya yang dihasilkan meningkat seiring dengan meningkatnya tekanan outlet dari pompa. Dari data tersebut dapat disimpulkan bahwa besarnya tekanan yang dihasilkan pompa dapat mempengaruhi kecepatan pertukaran panas pada evaporator dan menghasilkan uap bertekanan tinggi dengan tekanan yang tinggi sehingga dapat menghasilkan daya yang lebih tinggi.

#### **5.2 Saran**

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

1. Perlu diteliti sistem pembangkit *ORC* dengan fluida kerja yang lebih variatif, tidak hanya R245FA. Terdapat beberapa refrigeran yang dimungkinkan memiliki karakteristik yang memadai untuk pembangkit *ORC*,
2. Perlu dikembangkan analisis lebih lanjut pada evaporator baik dalam perancangan desain, simulasi, dan perhitungan,
3. Perlu dikembangkan analisis lebih lanjut dalam sistem *flat-plate solar collector* pada perancangan atau eksperimen, dan perhitungan peforma.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Irawan, Riski. (2015). Pembuatan Dan Pengujian Kolektor Surya Pelat Datar (Flat-Plate Collectors) Kondisi Steady Berdasarkan Standar En 12975: Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung.
- [2] Wibowo, Teguh. (2011). Pengembangan Binary Cycle Pada Organic Rankine Cycle (Orc) Dengan Memanfaatkan Energi Surya Sebagai Sumber Panas : Jurusan Teknik Mesin Universitas Indonesia.
- [3] Apriansyah, Angga. (2016). Perancangan Pembangkit Listrik Tenaga Surya Dengan Sistem Organic Rankine Cycle (ORC). Teknik Mesin Universitas Pasundan.
- [4] Andinusa Rahmandhika, Sihana, Kutut Suryoprato. (2015). Analisis Siklus Rankine Organik Memanfaatkan Tenaga Surya Dengan Kolektor Tipe Tabung Vakum. Jurusan Teknik Fisika Universitas Gadjah Mada.
- [5] Arikundo, Fadly Rian, Mulfi Hazwi. (2015). Rancang Bangun Prototype Kolektor Surya Tipe Plat Datar Untuk Penghasil Panas pada Pengereng Produk Pertanian dan Perkebunan. Jurusan Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada.
- [6] Tahara, Haruo. Pompa dan Kompresor, pemilihan, pemakaian dan pemeliharaan. Alih bahasa Sularso. PT Pradnya Paramita. Jakarta. 2006.
- [7] Putranto, Abyan Faris. (2018). Desain Modifikasi Sistem Pembangkit Ocean Thermal Energy Conversion (Otec) dengan Working Fluid Pre-Heater Menggunakan Ammonia (Nh<sub>3</sub>) Dan Refrigeran R-32. Jurusan Sistem Perkapalan Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [8] Pamungkas, A. H., & Putra, A. B. K. (2013). Studi Variasi Flowrate Refrigerant pada Sistem Organic Rankine Cycle dengan Fluida Kerja R-123. Jurnal Teknik ITS, 2(2), B273-B277.
- [9] Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., & Mori, K. (2001). Design and testing of the organic Rankine cycle. Energy, 26(3), 239-251.
- [10] Akbar, M. Wildam, & Berkah Fajar TK. (2015). Desain Kondensor Jenis Shell and Tube Heat Exchanger Untuk Sistem Organic Rankine Cycle. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro.
- [11] Astawa, Ketut, Si Putu Gede Gunawan Tista, I Wayan Hendra Saputra. (2017). Analisa Performansi Kolektor Surya Pelat Datar Dengan Media Penyimpan Panas Pasir Untuk Pemanas Udara. Jurusan Teknik Mesin Universitas Udayana.
- [12] Gowasmi and Kreith, (1982) *An Introduction to Solar Energy and Engineers*
- [13] Kreith, Frank. (1986), Prinsip-prinsip Perpindahan Panas, Erlangga, Jakarta.
- [14] AspenTech. (2018). Aspen Plus Version 8.8. Massachusetts, USA: AspenTech.
- [15] Fitri, S. P. (2017). Bahan Ajar Mesin Fluida. Surabaya, Jawa Timur, Indonesia.

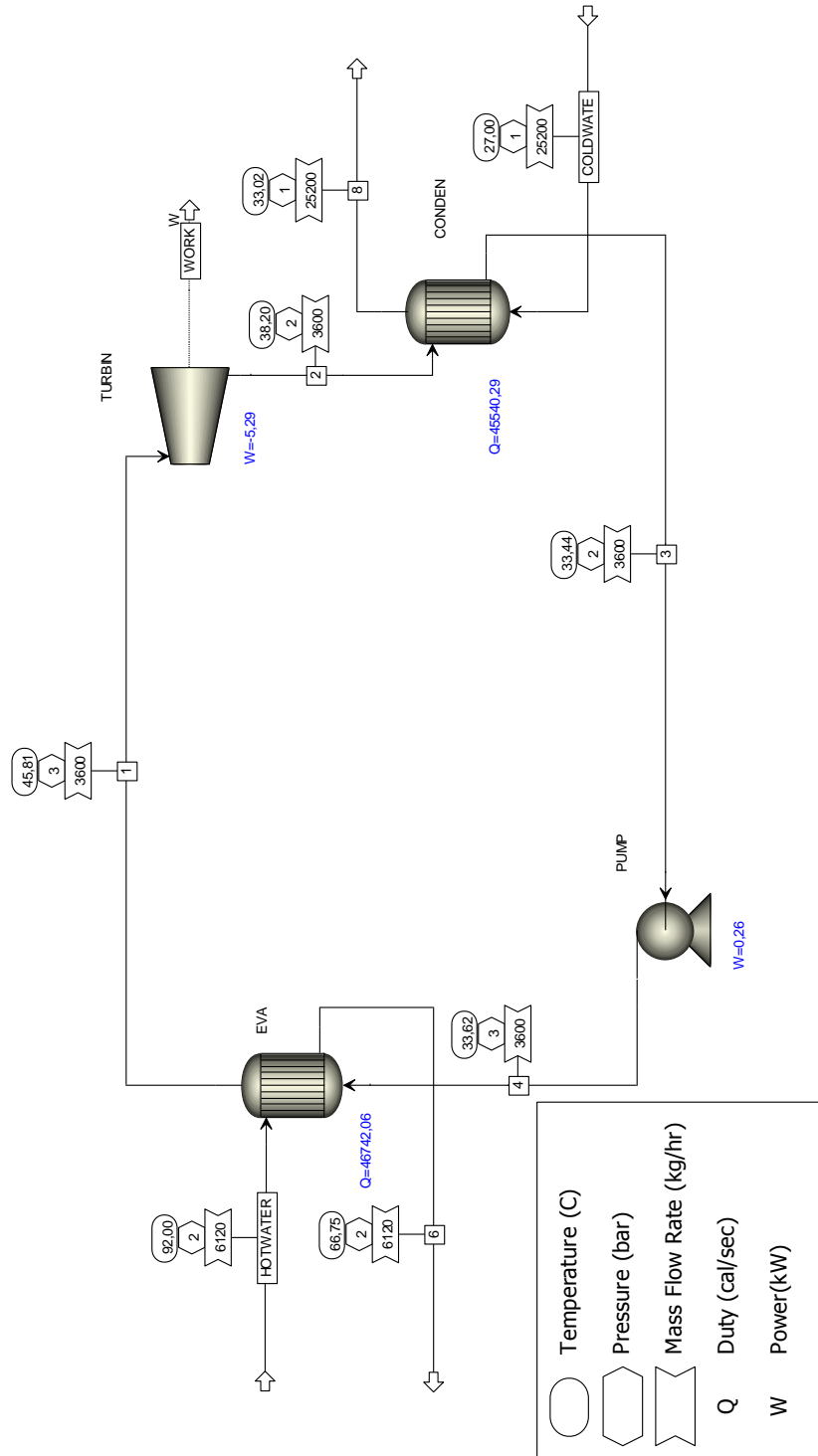
- [16] John Wiley & Sons, Inc. (1996). *Computer Aided Thermodynamic Tables 3*. United States of America.
- [17] Pamungkas, A. H., & Putra, A. B. K. (2013). Studi Variasi Flowrate Refrigerant pada Sistem Organic Rankine Cycle dengan Fluida Kerja R-123. *Jurnal Teknik ITS*, 2(2), B273-B277.
- [18] Moran, M. J. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition*. Ohio: John Wiley & Sons Ltd.
- [19] Onny. (2014). Menghitung Efisiensi Siklus Rankine Sederhana. pp. [artikelteknologi.com](http://artikelteknologi.com).
- [20] H. Rosyid, R. Koestoer, N. Putra, Nasruddin, A.A. (2010). Mohamad, Yanuar, Sensitivity Analysis of Steam Powerplant-Binary Cycle. Universitas Indonesia.
- [21] Badr, O., O'Callaghan, P. W., & Probert, S. D. (1990). *Rankine-cycle systems for harnessing power from lowgrade energy sources*. *Applied Energy*, 36(4), 263-292.

## LAMPIRAN

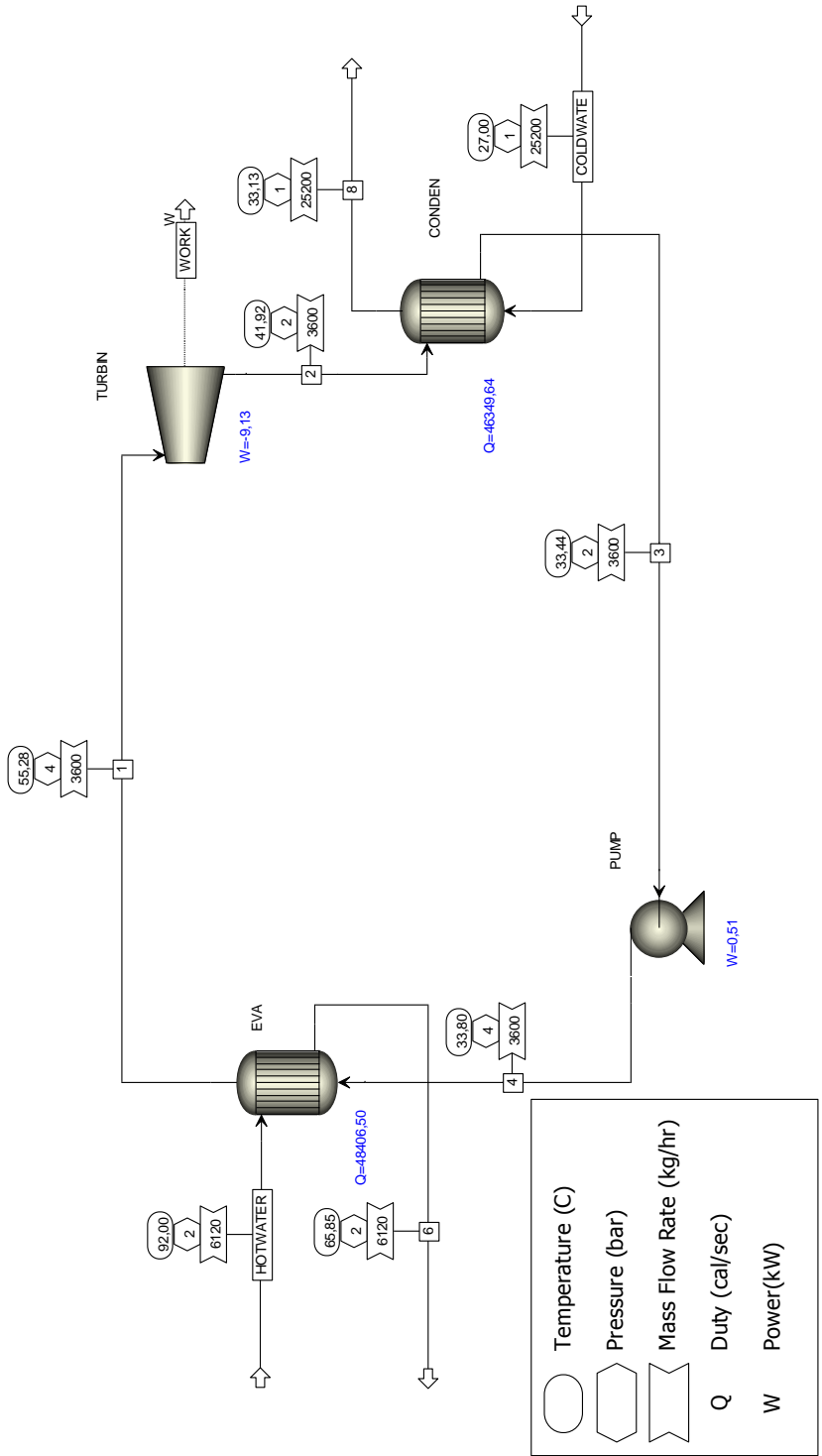
1. Lampiran 1 : Hasil Simulasi Aspen Plus v10,
2. Lampiran 2 : Hasil Perhitungan Variasi Tekanan Outlet Pompa,
3. Lampiran 3 : Tabel dan Grafik Karakteristik Termodinamika Air dan Refrigeran R245FA.
4. Lampiran 4 : Katalog Sistem *Flat-Plate Solar Collector*

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

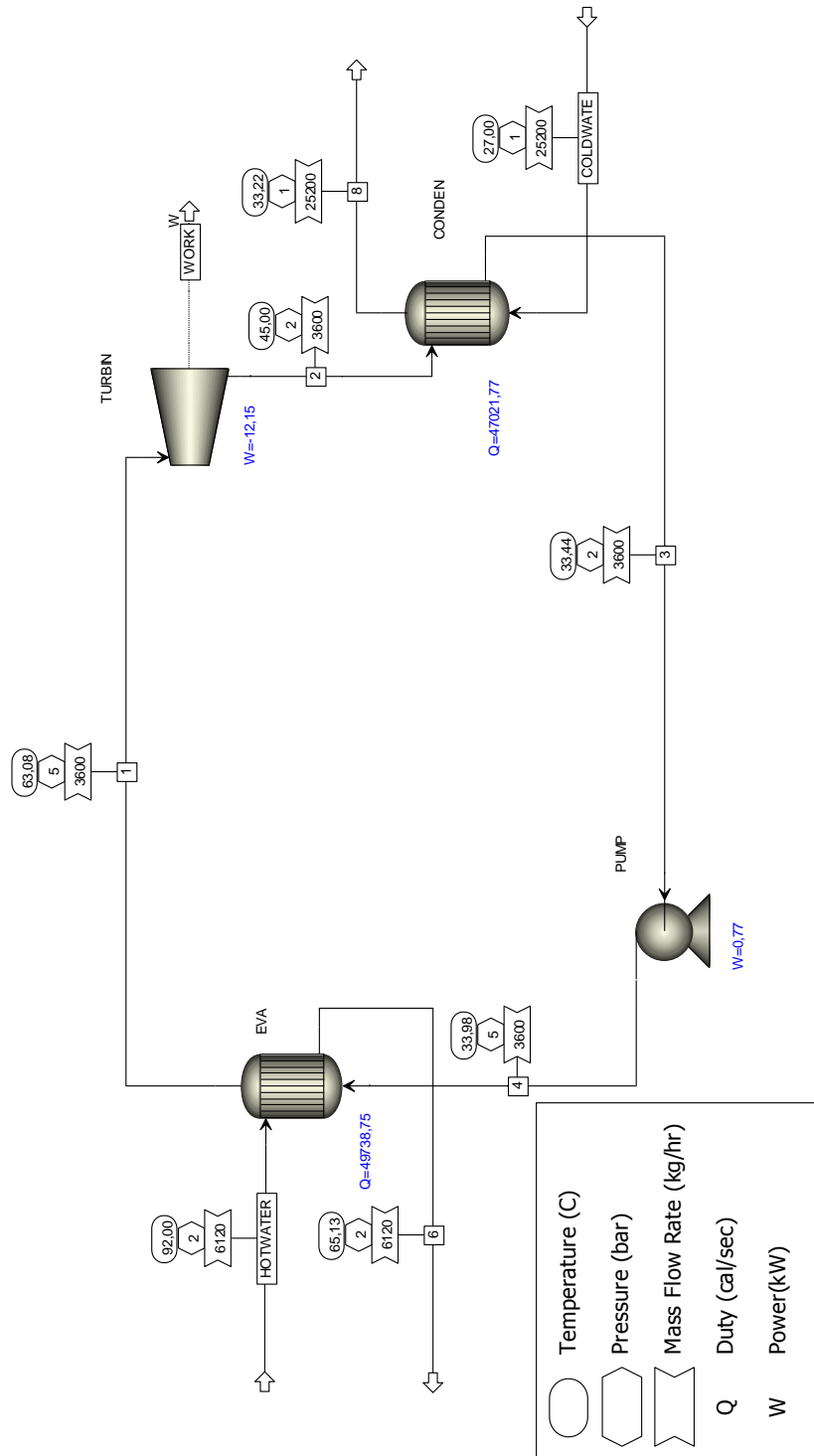
# Lampiran 1 : Hasil Simulasi Aspen Plus v10



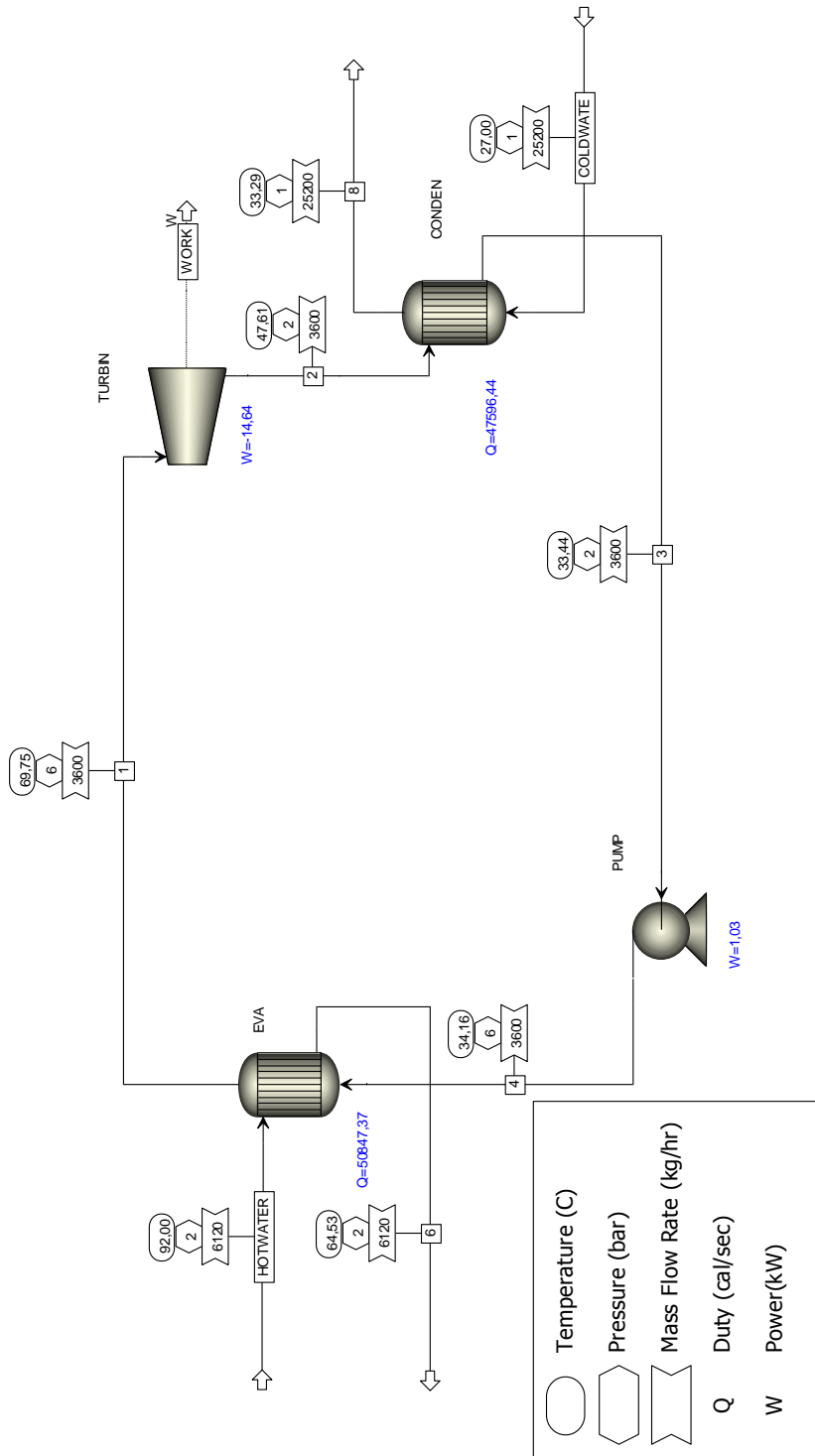
# Lampiran 1 : Hasil Simulasi Aspen Plus v10



# Lampiran 1 : Hasil Simulasi Aspen Plus v10



# Lampiran 1 : Hasil Simulasi Aspen Plus v10





Lampiran 2 : Hasil Perhitungan Variasi Tekanan Outlet Pompa,

Variasi		Stage															
		1				2				3				4			
		T	P	h1		T	P	h2		T	P	h3		T	P	h4	
3	45.81	3	-8744.34	38.2	2	-8749.62	33.44	2	-8940.3	33.62	3	-8940.04	4	8939.78	5	-8939.53	
4	55.28	4	-8737.11	41.92	2	-8746.23	33.44	2	-8940.3	33.8	4	-8939.78	5	-8939.53	6	-8939.27	
5	63.08	5	-8731.27	45	2	-8743.42	33.44	2	-8940.3	33.98	5	-8939.53	6	-8939.27			
6	69.75	6	-8726.38	47.61	2	-8741.02	33.44	2	-8940.3	34.16	6	-8939.27					
Perhitungan Manual																	
variasi	Wturbin kW	Wpompa kW	Qevaporator kW	Qcondenser kW	Wnet kW	effisiensi %											
	3	5.2833	0.2576	195.7049	190.6792	5.0257	2.567999										
4	9.1196	0.5172	202.668	194.0656	8.6024	4.244577											
5	12.1484	0.773	208.2546	196.8792	11.3754	5.462256											
6	14.6388	1.0304	212.8888	199.2804	13.6084	6.392257											
Simulasi																	
variasi	Wturbin kW	Wpompa kW	Qevaporator kW	Qcondenser kW	Wnet kW	effisiensi %											
	3	5.29	0.26	195.7	190.668	5.03	2.570261										
4	9.13	0.51	202.668	194.057	8.62	4.253261											
5	12.15	0.77	208.24	196871	11.38	5.464848											
6	14.64	1.03	212.888	199.277	13.61	6.393033											

### Lampiran 3 : Tabel dan Grafik Karakteristik Termodinamika Air dan Refrigeran R245FA.

Parameter untuk mencari Tabel properties R245FA pada 5 bar di Aspen Plus v10

Methods - Specifications x Control Panel x **PURE-1 (PURE) - Input** x PURE-1 (Pure) - H - Plot x +

Pure Analysis | Diagnostics | Results | Comments | Status

Property method: **PENG-ROB**

Property type: **Thermodynamic**

Property: **H**

Units: **kJ/kg**

Phase:  Vapor,  Liquid,  Solid

Components: Available components (empty), Selected components: **R245FA**

Temperature: Units: **C**, Equidistant (selected), Logarithmic, List of values

Start point: **0**

End point: **100**

Number of intervals: **100**

Increment: **1**

Pressure: **5 bar**

Run Analysis

Tabel Properties untuk fluida kerja R245FA pada tekanan 5 bar

Methods - Specifications x Control Panel x **PURE-1 (PURE) - Input** x PURE-1 (Pure) - H - Plot x +

Pure Analysis | Diagnostics | **Results** | Comments | Status

Pure component properties analysis results

	TEMP	PRES	VAPOR H R245FA	LIQUID H R245FA
	C	bar	kJ/kg	kJ/kg
▶	57	5	-8737,19	-8908,24
▶	58	5	-8736,22	-8906,83
▶	59	5	-8735,25	-8905,42
▶	60	5	-8734,28	-8904
▶	61	5	-8733,3	-8902,58
▶	62	5	-8732,33	-8901,15
▶	63	5	-8731,35	-8899,72
▶	64	5	-8730,37	-8898,28
▶	65	5	-8729,39	-8896,84
▶	66	5	-8728,41	-8895,39

Lampiran 3 : Tabel dan Grafik Karakteristik Termodinamika Air dan Refrigeran R245FA.

Methods - Specifications x Control Panel x **PURE-1 (PURE) - Input** x PURE-1 (Pure) - H - Plot x +

Pure Analysis Diagnostics Results Comments Status

Pure component properties analysis results

	TEMP	PRES	VAPOR H R245FA	LIQUID H R245FA
	C	bar	kJ/kg	kJ/kg
▶	27	5	-8765,8	-8948,64
▶	28	5	-8764,86	-8947,34
▶	29	5	-8763,92	-8946,04
▶	30	5	-8762,98	-8944,74
▶	31	5	-8762,04	-8943,43
▶	32	5	-8761,09	-8942,12
▶	33	5	-8760,15	-8940,81
▶	34	5	-8759,2	-8939,5
▶	35	5	-8758,26	-8938,18
▶	36	5	-8757,31	-8936,86

Parameter untuk mencari Tabel properties R245FA pada 2 bar di Aspen Plus v10

Methods - Specifications x Control Panel x **PURE-1 (PURE) - Input** x PURE-1 (Pure) - H - Plot x +

Pure Analysis Diagnostics Results Comments Status

Property method **PENG-ROB**

Property

Property type **Thermodynamic**

Property **H**

Units **kJ/kg**

Phase  Vapor  Liquid  Solid

Temperature

Units **C**

Equidistant  Logarithmic  List of values

Start point

End point

Number of intervals

Increment

Components

Available components

Selected components **R245FA**

Pressure **2 bar**

**Run Analysis**

Lampiran 3 : Tabel dan Grafik Karakteristik Termodinamika Air dan Refrigeran R245FA.

Tabel Properties untuk fluida kerja R245FA pada tekanan 2 bar


Pure component properties analysis results



	TEMP	PRES	VAPOR H R245FA	LIQUID H R245FA
	C	bar	kJ/kg	kJ/kg
▶	27	2	-8759,68	-8948,71
▶	28	2	-8758,79	-8947,42
▶	29	2	-8757,89	-8946,11
▶	30	2	-8757	-8944,81
▶	31	2	-8756,11	-8943,5
▶	32	2	-8755,21	-8942,19
▶	33	2	-8754,31	-8940,88
▶	34	2	-8753,41	-8939,56
▶	35	2	-8752,51	-8938,24
▶	36	2	-8751,61	-8936,92



## Lampiran 4 : Katalog Sistem *Flat-Plate Solar Collector*


*Flat-Plate Solar Collector* yang dipilih

**M4-200 selective flat plate collectors**



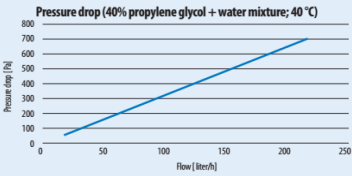





5-year full warranty

		M4-200
<b>Collector</b>		
Dimensions (height/width/thickness)	[mm]	2060/970/90
Weight	[kg]	35
Gross surface area	[m <sup>2</sup> ]	2
Cover		3.2 mm heat treated glass
Glass surface (aperture)	[m <sup>2</sup> ]	1.86
<b>Absorber</b>		
Absorber surface	[m <sup>2</sup> ]	1.83
Type		monolith
Material		selectively coated 0,5 mm aluminium plate + copper, D = 8 mm
Coating		selective
Absorption factor		a > 0.95
Emission factor		e < 0.05
Optical efficiency $\eta_0$		0.755
Efficiency factor $a_1$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	3.89
Efficiency factor $a_2$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	0.013
Volume	[liter]	1.6
<b>Insulation and casing</b>		
Insulation material		rock wool
Insulation thickness	[mm]	40
Casing (frame, back plate)		anodized aluminium
Sealing		EPDM
Connection size	[mm]	22
<b>Threshold limit value</b>		
Maximum operating temperature	[°C]	177.6
Maximum operating pressure	[MPa]	1
Energy output (Germany, Würzburg)	[kWh/m <sup>2</sup> /year]	690
<b>Certification</b>		
EN 12975-2/ISO 9806-1 – Solar Keymark		
305/2011/EU – National Technical Assessments (NTE) (Government Decree 275/2013 (VII.16.))		

**M4-200 flat plate collectors – Pressure drop**



Pompa pada sistem *Flat-Plate Solar Collector*

型号 Type	流量 Capacity		扬程 Head (m)	电机 功率 Power (kW)	转速 Speed (r/min)	必需汽 蚀余量 (NPSH) <sub>r</sub> (m)	重量 Weight (Kg)
	(m <sup>3</sup> /h)	(L/s)					
TPG40-160	4.4 6.3 8.3	1.22 1.75 2.31	33 32 30	2.2	2950	2.3	52
TPG40-160A	4.1 5.9 7.5	1.14 1.64 2.08	29 28 26.5	1.5	2950	2.3	42
TPG40-160B	3.8 5.5 7.0	1.06 1.53 1.94	25.5 24 21.5	1.1	2950	2.3	35
TPG40-200	4.4 6.3 8.3	1.22 1.75 2.31	51 50 48	4	2950	2.3	79

TPG Series Vertical Closed Coupled Inline Pump



*“Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak keempat dari pasangan Bapak Hari Widiyanto dan Ibu Alfiana Nirmala yang memiliki tiga kakak kandung dan satu adik. Penulis lahir di kota Madiun pada tanggal 20 Oktober 1996. Jenjang pendidikan formal yang telah ditempuh berada di TK Al Islam Madiun, MI Islamiyah 3 Madiun, SMP Negeri 1 Madiun dan SMA Negeri 2 Madiun. Pada tahun 2014 setelah lulus SMA penulis diterima di Program D3 Reguler ITS jurusan Teknik Mesin dan mengambil bidang Konversi Energi sebagai bidang keahlian. Kemudian penulis mengambil lanjut alih jenjang ke tahap sarjana pada tahun (2017) di Departemen Teknik Sistem Perkapalan Program Lintas Lalur, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Penulis mengambil konsentrasi Tugas Akhir di

bidang studi *Marine Fluid Machinery System (MSS)*.

Penulis dapat dihubungi melalui nomor telepon 085230096312 atau email : [fahri.adib96@gmail.com](mailto:fahri.adib96@gmail.com)

*“Halaman ini sengaja dikosongkan*