



UNIVERSITAS INDONESIA

PENGEMBANGAN *BINARY CYCLE* PADA *ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC)* DENGAN MEMANFAATKAN ENERGI SURYA SEBAGAI SUMBER PANAS

SIDANG TESIS

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik (M.T)

Teguh Wibowo

0906579355

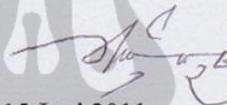
**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
DEPOK
JUNI 2011**

PERNYATAAN ORISINALITAS

Tesis ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : Teguh Wibowo

NPM : 0906579355

Tanda Tangan : 

Tanggal : 15 Juni 2011

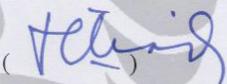
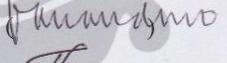
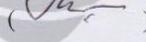
HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh:

Nama : Teguh Wibowo
NPM : 0906579355
Departemen : Teknik Mesin
Judul Tesis : Pengembangan *Binary Cycle* Pada *Organic Rankine Cycle* (ORC)
Dengan Memanfaatkan Energi Surya Sebagai Sumber Panas

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr-Ing Nandy Putra ()
Penguji : Dr. Ir.Engkos A. Kosasih, MT. ()
Dr. Ir. R. Danardono Agus Sumarsono,DEA.PE. ()
Dr. Ir. Harun Al Rosyid, MM.,MT. ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 15 Juni 2011

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT yang selalu memberikan taufik dan hidayah-Nya sehingga proposal tesis ini dapat saya selesaikan. Penyusunan proposal tesis ini dilakukan dalam rangka memenuhi persyaratan untuk dapat maju ke sidang tesis, sebagai syarat untuk mencapai gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari bahwasanya tulisan ini masih banyak kekurangan oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat konstruktif sangat penulis harapkan dari berbagai pihak.

Dalam kesempatan ini penulis juga ingin menyampaikan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu:

1. Prof. Dr-Ing Nandy Putra, selaku dosen pembimbing I yang telah menyediakan banyak waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan proposal seminar tesis ini.
2. DR. Ir. Harun Al Rosyid, MT., selaku dosen pembimbing II yang telah menyediakan banyak waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan proposal seminar tesis ini.
3. Istri dan seluruh anggota keluarga yang telah memberikan bantuan dan dukungan moril.
4. Para sahabat yang telah banyak membantu dalam proses penyusunan dan penyelesaian proposal seminar tesis ini.

Akhir kata, semoga Allah SWT berkenan membalas, segala kebaikan semua pihak yang telah membantu saya, dengan yang lebih baik dan lebih banyak.

Depok, Juni 2011

Penulis,

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademika Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Teguh Wibowo
NPM : 0906579355
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Tesis

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksekutif** (*Non Royalty-Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul:

“Pengembangan *Binary Cycle* Pada *Organic Rankine Cycle* (ORC) Dengan Memanfaatkan Energi Surya Sebagai Sumber Panas”

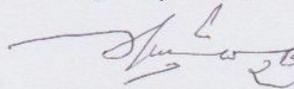
Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksekutif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalih-media/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada Tanggal : 15 Juni 2011

Yang menyatakan,



Teguh Wibowo

ABSTRAK

Nama : Teguh Wibowo
Departemen : Teknik Mesin
Judul : Pengembangan *Binary Cycle* Pada *Organic Rankine Cycle* (ORC) Dengan Memanfaatkan Energi Surya Sebagai Sumber Panas.

Pembangkit ORC (*Organic Rankine Cycle*) merupakan teknologi yang secara ekonomis sangat menarik, yakni dengan mengkombinasikan sistem surya dan pembangkit listrik yang ada saat ini. ORC adalah teknologi yang mengacu pada tahapan-tahapan yang ada pada siklus rankine, hanya saja menggunakan fluida kerja organik sebagai pengganti air. Teknologi tersebut dikembangkan untuk pembangkit listrik dengan kapasitas nominal 6,6 kW.

Melalui konversi dan penggabungan antara sistem fotovoltaik (pembangkit listrik tenaga surya) dengan pembangkit listrik *Organic Rankine Cycle* ditargetkan agar energi listrik yang dihasilkannya dapat dimanfaatkan oleh para pemakai di daerah terpencil.

Mengetahui karakteristik pancaran/radiasi sumber matahari di beberapa titik lokasi di wilayah Indonesia pada cuaca cerah selama 13 jam antara jam 05.50 sampai dengan jam 18.20 dan memperoleh parameter dari masing-masing komponen pembangkit.

Penelitian diproyeksikan wilayah Kupang, rumusan masing-masing parameter (korelasi antara besarnya radius dengan tingginya temperatur yang dihasilkan) termasuk terhadap posisi surya, konsep termal storage diaplikasikan untuk mengantisipasi efisiensi temperatur.

Mengintegrasikan setiap komponen pembangkit sesuai spesifikasi produk yang tersedia dipasaran, selanjutnya mensimulasikan keseluruhan sistem pembangkit pada berbagai kondisi operasi dan mendapatkan kinerja optimum yang mungkin dapat dicapai.

Menghitung beban daya maksimum yang dapat dilayani oleh pembangkit dengan memvariasikan beberapa parameter masukan pada komponen, yang dapat menunjang terwujudnya kinerja pembangkit yang optimum.

Kata kunci: *binary cycle powerplant, hermetic pump, spiral-jacketed storage tank, pressure reduction valve.*



ABSTRACT

Name : Teguh Wibowo
Department : Mechanical Engineering
Title : Development of binary cycle on organic rankine cycle powerplant using solar energy as primary heat source.

The (ORC) Organic Rankine Cycle powerplant represents economically interesting technology for combining solar system and the existing powerplant. The ORC technology is based on the Rankine process with the difference that instead of water an organic working medium is used. A newly developed ORC technology with a nominal electric capacity of 6.6 kW was implemented in the solar energy.

Determined sun irradiation characteristic on some spots of Indonesian regions during 13 hours from 05.50 am to 06.20 pm and getting parameter of each powerplant component.

The research was projected at Kupang area, formulate each parameter (correlation between radius and temperature production) including sun position and storage thermal concept will be applied to enhance high temperature efficiency

Each component of powerplant being integrated as the industrial product specification, then simulating the whole system on some operation condition and getting the optimum performance possible.

In order to achive the optimum performance of powerplant system, the maximum power load that could be served by powerplant determined by varying several input parameter on powerplant component.

Keyword : *binary cycle, hermetic pump, spiral-jacketed storage tank, pressure reduction valve.*

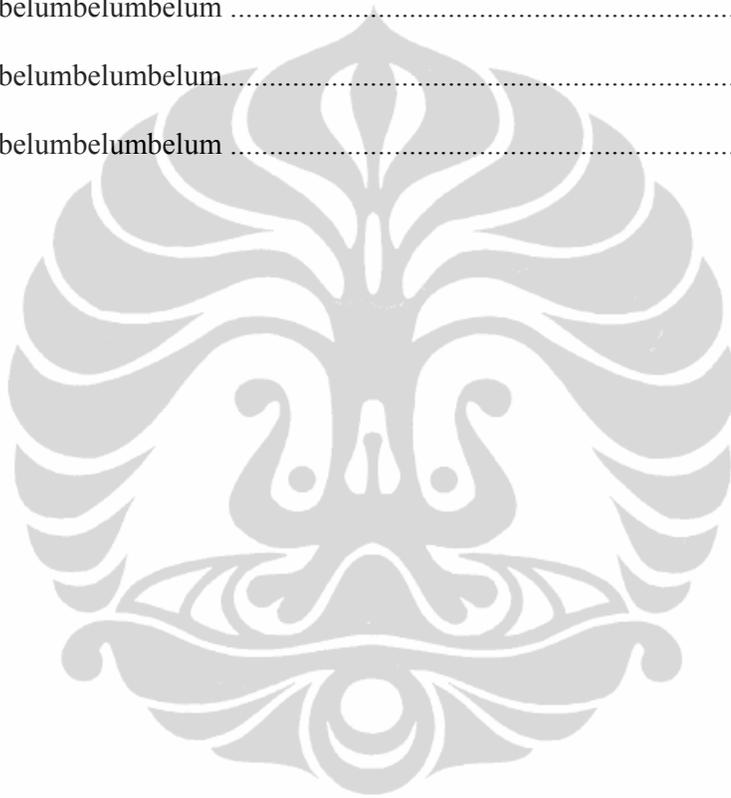
DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	v
ABSTRAK INDONESIA	vi
ABSTRAK INGGRIS	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Permasalahan	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
BAB 2 TEORI PENUNJANG	
2.1 Sistem Konversi Energi	4
2.2 Sistem Pembangkit	8
2.2.1 Sistem Surya	10
2.2.2 Penukar Kalor	17
2.2.3 Turbine Uap	26
2.2.4 Generator	29
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Menentukan Parameter	43

3.2	Mendapatkan Data Radiasi	46
3.3	Pertimbangan penggunaan R 113	48
BAB 4 HASIL dan PEMBAHASAN		
4.1	Analisis Pembangkit	49
4.2	Rancangan Sistem Surya	51
4.3	Pembatasan Limbah Termal	53
4.4	Perhitungan Kinerja Pembangkit	56
BAB 5 KESIMPULAN dan SARAN		
5.1	Kesimpulan	66
5.1	Saran	67
DAFTAR REFERENSI		68
LAMPIRAN		74

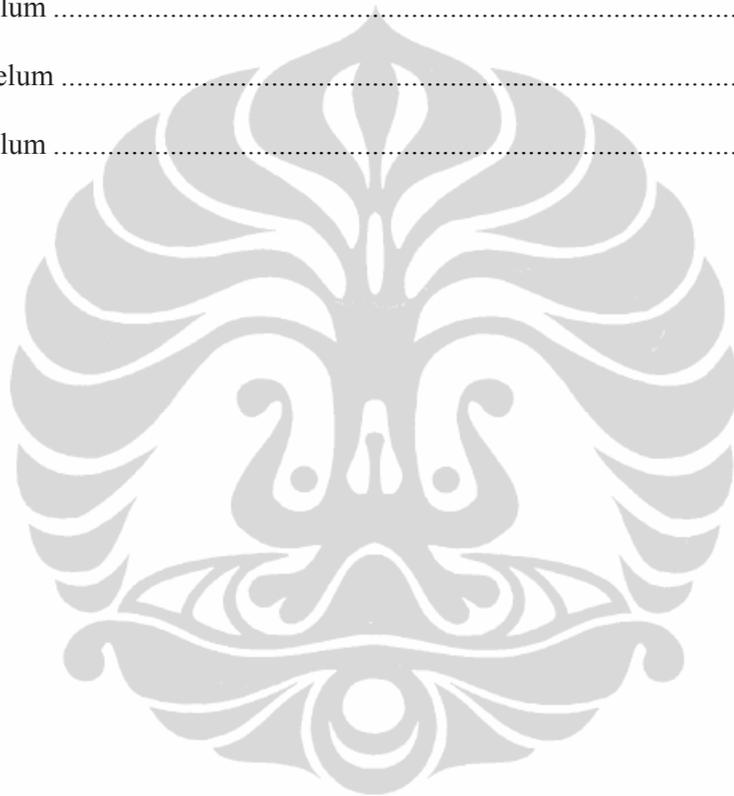
DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 belumbelum.....	6
Gambar 2.2 belumbelum.....	7
Gambar 2.3 belumbelum.....	7



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 belum	11
Tabel 2.2. belum	14
Tabel 3.1 belum	41



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi listrik merupakan salah satu energi yang banyak digunakan saat ini. Perkembangan teknologi dan ilmu pengetahuan telah mendorong pemanfaatan energi tersebut pada semua aspek kehidupan manusia, baik untuk keperluan industri, rumah tangga maupun untuk keperluan perkantoran. Selama ini sumber energi listrik banyak didapatkan dari hasil konversi energi fosil seperti minyak bumi, batu bara dan gas. Jumlah energi fosil ini makin lama semakin berkurang dan mengingat biaya produksi semakin hari semakin mahal maka kecenderungan harga satuan listrik per kWh-nya terus naik, sehingga perlu dicarikan sumber energi alternatif untuk membangkitkan energi listrik tersebut. Sumber energi terbarukan, seperti tenaga angin, tenaga surya, tenaga ombak, mikrohidro dan biomassa merupakan sumber energi alternatif untuk pembangkit listrik di masa depan.

Energi surya 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 dengan harga yang relatif lebih murah. 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/m² yang secara akumulatif bila seluruh

potensi di Indonesia dimanfaatkan akan mencapai $1,036 \times 10^9$ MW dengan memperhitungkan luas daratan Indonesia 2 juta km². Kapasitas terpasang sistem surya sampai saat ini (tahun 2011) sebesar 13 MW (hanya 2MW yang disuplai oleh PLN), masih sangat relatif kecil bila dibandingkan dengan potensi yang tersedia.

Dalam penelitian ini, seluruh peralatan sistem surya dipilih dari produk yang sudah ada dipasaran dengan terlebih dulu melakukan kajian teknis terhadap sistem pembangkit yang aplikasinya sesuai dengan yang direncanakan. Sistem pembangkit dilengkapi dengan inverter yang berfungsi untuk merubah tegangan dc menjadi tegangan ac sehingga dapat dikoneksikan dengan grid satu fasa.

1.2 Permasalahan

Bertitik tolak dari latar belakang diatas, maka timbul beberapa permasalahan, antara lain:

1. Berapakah besaran dari masing-masing parameter yang harus dipenuhi pada setiap komponen penyusun pembangkit agar target produksi daya listrik sebesar 6,6 kW dapat dicapai (dengan catatan menggunakan produk-produk yang ada dipasaran).
2. Bagaimana menjaga kapasitas panas yang dihasilkan oleh sistem surya agar diperoleh kontinuitas aliran panas sesuai dengan parameter penukar kalor yang digunakan.
3. Kesulitan dalam mensimulasikan besaran masukan agar limbah termalnya memenuhi peraturan pemerintah tentang pelaksanaan pemantauan dampak lingkungan.

1.3 Tujuan Penelitian

Penulis memiliki beberapa tujuan yang hendak dicapai dalam penelitian ini:

1. Melakukan kajian dan perancangan awal sebuah sistem pembangkit (ORC) agar mendapatkan keluaran daya listrik maksimum pada generator sebesar 6,6 kW.

2. Mendapatkan parameter dari masing-masing komponen pembangkit sebagai data masukan dalam perancangan komponen secara individual.
3. Merancang instalasi bagian sistem surya dengan bagian pembangkit (ORC) agar diperoleh keberlangsungan produksi daya listrik pada generator sesuai rancangan.



BAB 2 TEORI PENUNJANG

2.1 Sistem Konversi Energi

Bentuk-bentuk energi:

Didalam analisis termodinamika, kita perlu mempertimbangkan berbagai bentuk energi yang secara keseluruhan menyusun sebuah sistem. Ada dua kelompok energi yang menyusun sebuah sistem, yakni kelompok makroskopik dan mikroskopik. Bentuk energi makroskopik merupakan sebuah sistem yang secara keseluruhan mempunyai respek terhadap beberapa kerangka acuan luar, seperti energi kinetik dan energi potensial.

Bentuk energi mikroskopik merupakan sebuah sistem yang berhubungan erat dengan struktur molekulnya dan derajat aktifitas molekul serta tidak tergantung kepada kerangka acuan luar. Jumlah keseluruhan bentuk energi mikroskopik dikenal dengan energi dalam (Internal energy) sebuah sistem dan dinotasikan dengan U.

Energi Macroscopik

- Energi Kenetik,

$$E_k = \frac{1}{2} mV^2 \quad (2.1)$$

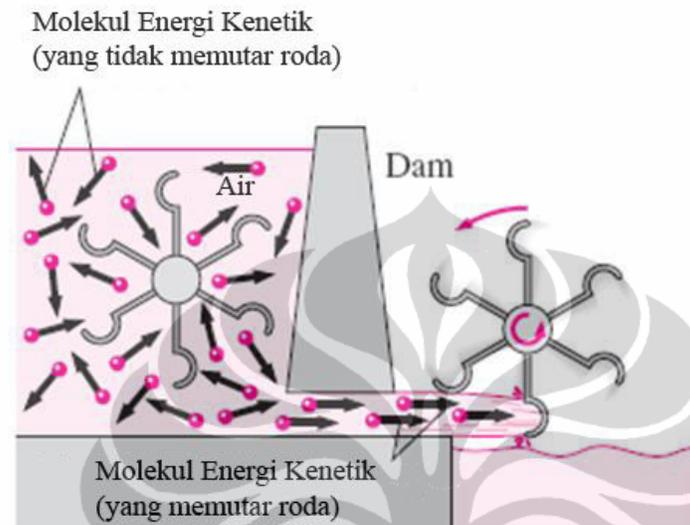
$$e_k = \frac{1}{2} v^2 \quad (2.2)$$

- Energi Potensial

$$E_p = mgz \quad (2.3)$$

$$e_p = gz \quad (2.4)$$

Energi Kinetik



Gambar 2.1 Energi Makroskopik(kinetik)

Energi Mikroskopik

Efek magnet, listrik dan efek tegangan permukaan akan menjadi signifikan hanya pada kasus dan pada umumnya diabaikan. Energi total sebuah system terdiri atas energi kinetik, energi potensial, dan energi internal (dalam) yang dirumuskan sebagai:

$$E = U + KE + PE = U + m \frac{v^2}{2} + mgz \quad (k) \quad (2.5)$$

Atau dalam sebuah sistem satuan massa dinyatakan,

$$e = u + ke + pe = u + \frac{v^2}{2} + gz \quad (k) \quad (2.6)$$

Hukum pertama termodinamika (First Law):

- Kekekalan energi

$$Q = \Delta U + \int PdV \quad (2.7)$$

$$Q = \Delta H - \int VdP \quad (2.8)$$

Hukum kedua termodinamika (Second Law)

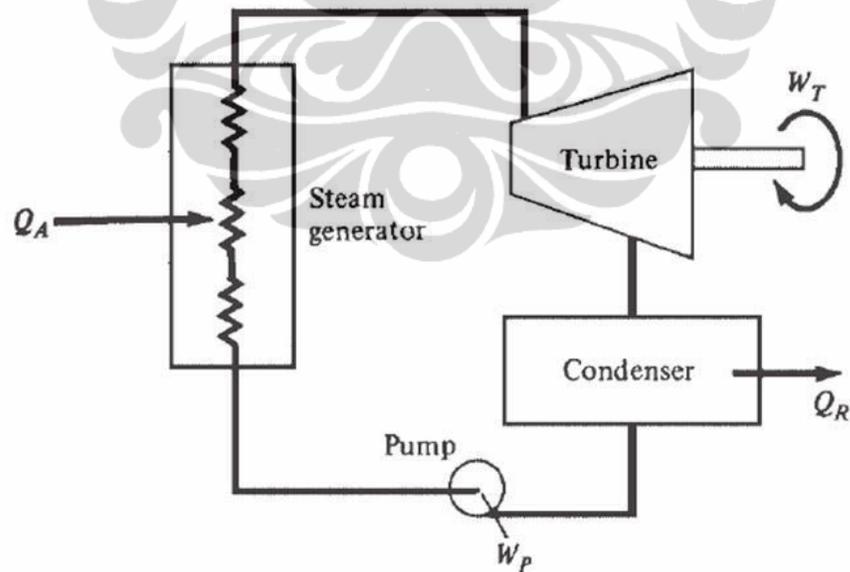
- Konsep tentang entropi
- Prinsip peningkatan entropy

$$\Delta S_{\text{syst}} + \Delta S_{\text{env}} = \Delta S_{\text{tot}} \geq 0 \quad (2.9)$$

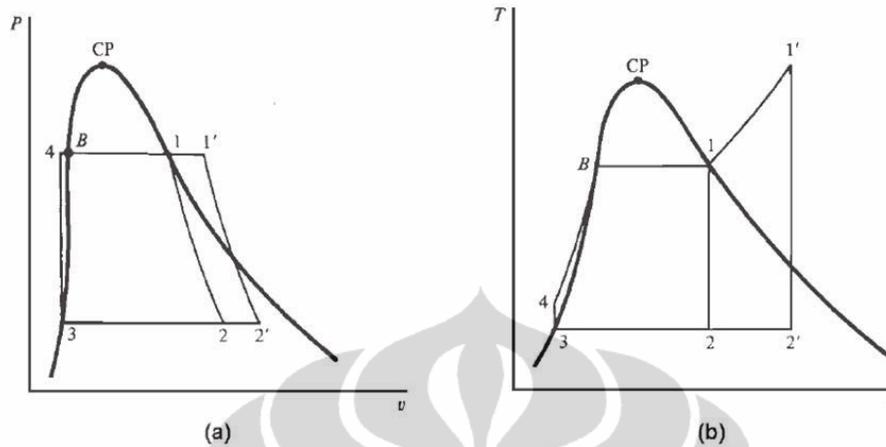
Macam-macam siklus pada pembangkit yang kita kenal adalah,

- Siklus Rankine
- Siklus Brayton
- Siklus Otto
- Siklus Diesel

Siklus Rankine (Rankine Cycle):



Gambar 2.2 Diagram Alir Skematik untuk Siklus Rankine



Gambar 2.3 (a) Diagram P-v untuk Siklus Rankine ideal dan (b) Diagram T-s

Dimana:

- Garis 1-2-3-4-B-1 adalah siklus jenuh (Saturated Cycle)
- Garis 1'-2'-3-4-B-1' adalah siklus panas lanjut jenuh (Superheated Cycle)
- CP adalah titik kritis (Critical Point)

Kerja bersih (net work):

$$\Delta w_{\text{net}} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) \text{ Btu/lb}_m (\text{J/kg}) \quad (2.10)$$

Efisiensi termal:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\Delta w_{\text{net}}}{q_a} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (2.11)$$

Untuk satuan kecil P4 tidak cukup besar terhadap P3,

sehingga: $h_3 = h_4$ (2.12)

Kerja pompa dapat diabaikan dibanding kerja turbine pada efisiensi termal (dengan kesalahan kecil).

Sebuah pendekatan untuk kerja pompa dapat diperoleh dari perubahan pada kerja alirnya:

$$w_p = v_3(P_4 + P_3) \quad (2.13)$$

Energi alternatif (Alternative energies):

- Energi yang berasal dari angin (Wind energy)
- Energi yang berasal dari panas bumi (Geothermal energy)
- Energi yang berasal dari radiasi matahari (Solar energy)
- Energi yang berasal dari lautan (Ocean energy)

2.2 Sistem Pembangkit

Ada dua macam konsep tentang sistem pembangkit:

- Sebuah sistem pembangkit adalah penggabungan dari beberapa sistem atau sub-sistem yang ditujukan untuk membangkitkan atau menghasilkan energi listrik.
- Sebuah sistem pembangkit harus menguntungkan secara ekonomi dan bersifat ramah lingkungan.

Organic Rankine Cycle (ORC)

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.

Tabel berikut adalah sifat-sifat fisik beberapa refrigerant sebagai fluida kerja organic,

Nomor Refrig.	Rumus Kimia	Massa Molekul (kg)	Titik Didih (oC)	Titik Beku (oC)	Titik Kritis			Cp kJ/(kg.K)
					Temp (oC)	Tekanan (bar)	Vol. Spes kJ/(kg. K)	
R-12	CCl ₂ F ₂	54.43	-29.44	157.78	112.22	41.16	0,0018	0.618
R-22	CHClF ₂	39.01	-40.56	-160	96.11	49.78	0,0019	0.6605
R-113	CCl ₂ FCClF ₂	84.82	47.78	-35	213.89	34.4	0,0017	0.6462
R-134a	CH ₂ FCF ₃	46.27	-26.11	-96.67	101.11	40.68	0,0018	0.8773
R-502	CCl ₂ F ₂	50.35	-45.56		82.22	40.75	0,0018	0.6892

Tabel 2.1 Sifat-sifat fisik beberapa refrigerant pada tekanan 1 atm.

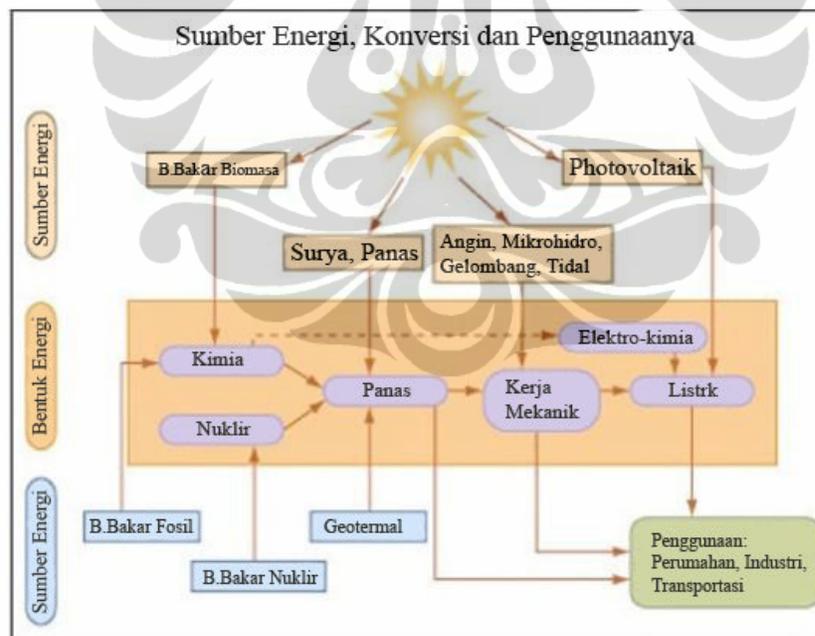
Prinsip kerja dari ORC tersebut sama dengan prinsip kerja pada siklus rankine, dimana fluida kerja dipompakan kedalam sebuah boiler (heat exchanger) kemudian cairan diuapkan dan dilewatkan melalui turbine dan selanjutnya dikondensasikan.

Didalam siklus yang ideal, langkah ekspansi terjadi secara isentropic, dan proses evaporasi dan kondensasinya terjadi secara isobaric.

2.2.1 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.



Gambar 2.4 Diagram aplikasi energi terbarukan.

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*).

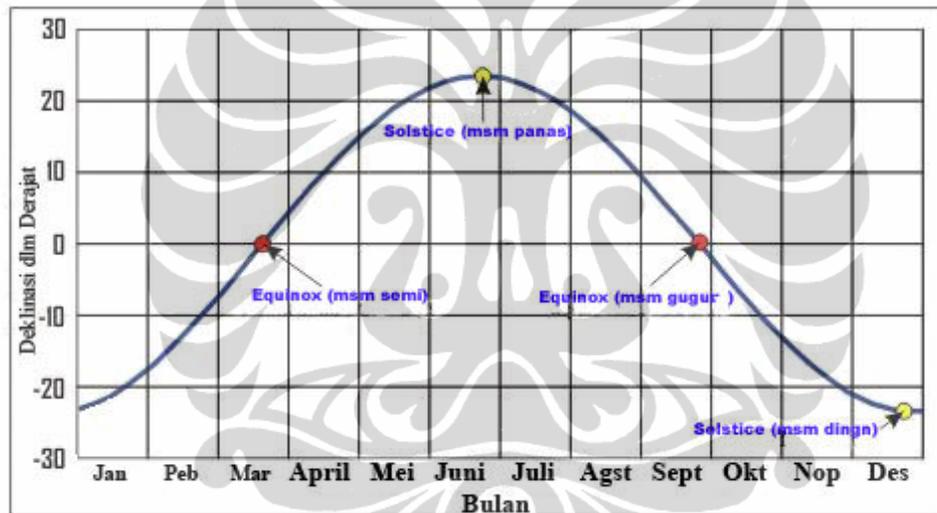
Panjang hari adalah jarak dan lamanya antara matahari terbit dan matahari terbenam.

4. Pengaruh atmosfer.

Sinar yang melalui atmosfer sebagian akan diadsorbsi 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.

Deklinasi adalah sudut yang membentuk vector “pusat bumi – matahari” dan bidang ekuator bumi. Besarnya bervariasi dari + 23, 45⁰ pada solstice (musim panas) bulan juni tanggal 22 dan -23, 45⁰ untuk musim dingin (22 desember), demikian untuk equinox musim semi dan musim gugur variasinya terjadi antara tanggal 21 maret dan 23 september.



Gambar 2.5 Sudut deklinasi sepanjang 4 musim.

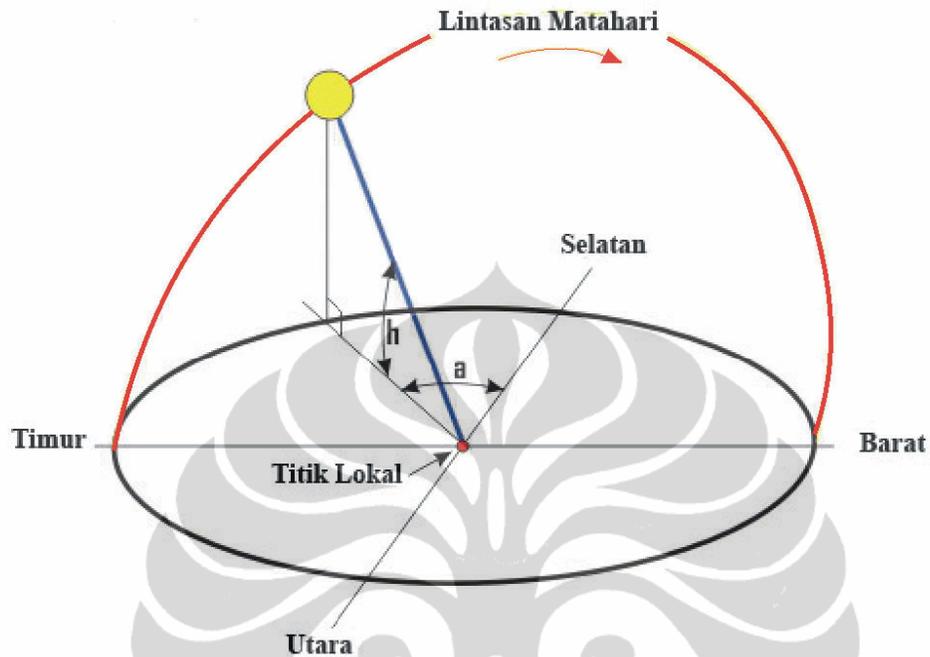
Persamaan deklinasi diperoleh dari persamaan berikut:

$$Dek = \text{ArcSin} \left(0,3978 \times \text{Sin}(V_a \times (h - 2)) \right) \quad (2.14)$$

Dimana:

V_a = kecepatan sudut rata-rata putaran bumi dalam derajat / hari, $V_a = 360/365,25$

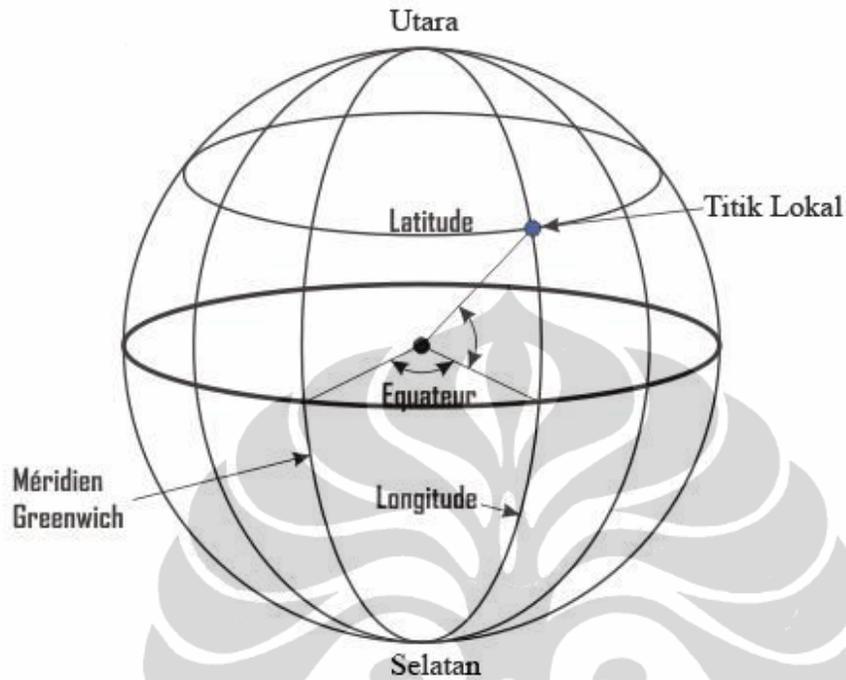
h = nomor urut hari dalam setahun



Gambar 2.6 Lintasan matahari dari timur sampai ke barat.

Latitude (lintang) adalah sudut yang dibentuk oleh bidang ekuator bumi dan vector “pusat bumi – titik lokal” dan untuk Indonesia berada pada posisi 9° LU (lintang utara) s/d 11° LS (lintang selatan)

Longitude (bujur) adalah sudut yang dibentuk oleh referensi meridian (meridian Greenwich) dan meridian titik local. Sudutnya negative kearah barat dan positif kearah timur, dan untuk Indonesia berada pada posisi 95° BT (bujur timur) s/d 141° BT (bujur timur). Berhubung bumi memerlukan waktu 24 jam untuk berotasi (berputar pada porosnya) 1 putaran (360°), maka setiap jam menyatakan 15° longitude atau setiap derajat longitude memerlukan waktu 4 menit.



Gambar 2.7 Sudut Latitude dan sudut Longitude.

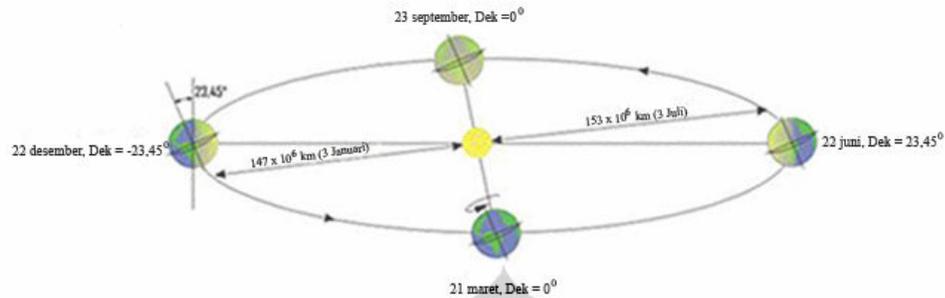
Gambar 2.8 dibawah menunjukkan perputaran (revolusi) bumi mengelilingi matahari selama satu tahun, dimana sudut A_h (sudut jam matahari) adalah sudut yang mengukur pergerakan matahari terhadap tengah hari (jam 12 siang) yang merupakan saat-saat dimana matahari melewati bidang meridian (*zenith*). Sudut tersebut bernilai negative bila waktunya dibawah jam 12 siang.

A_h dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut:

$$A_h = 180 \times (T_{SV}/(12 - I)) \text{ atau } = 360 \times (T_{SV} - 12/24) \quad (2.15)$$

Dimana: T_{SV} = waktu matahari sesaat

I = hari ke



Gambar 2.8 Revolusi bumi.

Prinsip kerja sistem surya adalah dengan memusatkan energi panas matahari untuk menghasilkan daya listrik dengan cara merubah energi matahari kedalam bentuk panas bertemperatur tinggi dengan menggunakan berbagai konfigurasi cermin. Sistem pembangkit terdiri atas dua bagian; bagian pertama system yang berfungsi mengumpulkan energy matahari dan merubahnya kedalam bentuk panas dan bagian kedua berfungsi merubah energy panas menjadi listrik..

Untuk daerah-daerah yang setiap harinya menerima banyak sinar matahari, pilihan akan energi terbarukan ini sangat menarik karena jumlah daya listrik yang dihasilkan oleh pembangkit sangat tergantung pada jumlah cahaya matahari yang diterima setiap harinya secara langsung.

Beberapa jenis pelapis reflector yang banyak digunakan dipasaran adalah:

1. 3M VM2000 radiant mirror film (NREL)

3M VM2000 adalah bahan pelapis reflektor yang termasuk jenis lapisan polimer yang multi layer dan lapisan terluarnya adalah bahan polyethylene yang terbuat dari bahan non logam, sehingga bahan tersebut bersifat non-corrosive (tahan terhadap karat) dan non-conducting (bukan merupakan penghantar). Mempunyai sifat termal yang stabil pada temperature 1250C. Kelebihan lain dari bahan ini adalah tidak mudah susut (keriput), namun tidak tahan terhadap sinar ultraviolet

dan untuk mengatasi hal tersebut bisa ditambahkan lapisan pelindung ultraviolet. Daya refleksinya(optical luminosity) lebih dari 98%. Selain itu bahan ini mempunyai sifat fleksibel, berbobot ringan dan berdaya pantul tinggi.

2. 3M SA-85 solar film

Bahan ini adalah alumunium yang dilapisi bahan acrylic dan biasa digunakan untuk keperluan pemanas dalam rumah tangga.

3. 3M Silver Flux material

Bahan ini sangat sesuai untuk keperluan yang sifatnya diluar ruangan karena tidak mempunyai sifat melindungi terhadap sinar ultra violet. Daya refleksi totalnya mencapai 90%. Disamping itu bahan ini dilapisi acrylic (agar tahan terhadap oksinadi/korosi) polyester (untuk melindungi dari sinar ultraviolet). Berikut adalah spesifikasi produknya:

1. Kekuatan tariknya : 45 lbs. tiap inci lebar
2. Perpanjangan putus : 100%
3. Specular Silver Reflectors
 - a. Daya pantul cahaya : 95% pada sudut medan 1,5 derajat dengan menggunakan Reflectometer; 92% pada sudut medan 0,5 derajat (ASTM E 430)
 - b. Pantulan balik : 2%
 - c. Total Pantulan : 97%
 - e. Masa Pantul (ASTM G 53): 3% maksimum kehilangan pantulan asalnya setelah 1000 jam.
4. Specular Aluminum Reflector
 - a. Daya pantul cahaya: 85%
 - b. Pantulan balik: 2%

2.2.2 Penukar Kalor

Alat penukar kalor adalah alat yang digunakan untuk memindahkan energi termal (enthalpy) antara dua fluida atau lebih, antara permukaan solid dan fluida, atau antara partikel solid dan fluida, pada kondisi temperatur yang berbeda dalam keadaan kontak thermal. Pada alat penukar kalor biasanya tidak terjadi interaksi panas dan kerja terhadap lingkungan luarnya.

Aplikasi alat penukar kalor pada umumnya digunakan sebagai sistem pemanasan atau pendinginan baik tanpa disertai perubahan fase dari aliran fluida maupun disertai dengan perubahan fase yakni penguapan atau pengembunan aliran fluida. Pada aplikasi khusus, alat penukar kalor banyak digunakan pada proses sterilisasi, pasteurisasi, fraksinasi, penyulingan, konsentrasi, kristalisasi, maupun sebagai pengontrol fluida kerja.

Alat penukar kalor tipe regenerator yang banyak ditemukan di industri adalah shell-and-tube, radiator kendaraan, kondenser, evaporator, preheater udara, dan menara pendingin. Alat penukar kalor tak langsung cenderung mengalami masalah kebocoran fluida kerjanya, akibat dari perbedaan tekanan dan aliran.

Komponen utama alat penukar kalor terdiri dari elemen perpindahan kalor (seperti core atau matrix yang merupakan permukaan perpindahan panas), dan elemen distribusi fluida (seperti header, manifold, tanki, pipa, nozzle atau seal). Di dalam alat penukar kalor, biasanya tidak banyak bagian mekanis yang bergerak.

Alat Penukar kalor Berbentuk Pipa (Tubular Heat Exchanger)

Penukar kalor tipe ini umumnya dibuat dari pipa profil bulat, elip, kotak, atau pilin. Dalam perancangannya terdapat tingkat fleksibilitas yang cukup tinggi dikarenakan geometri inti dapat divariasikan dengan mudah yaitu dengan perubahan diameter pipa, panjang dan susunannya.

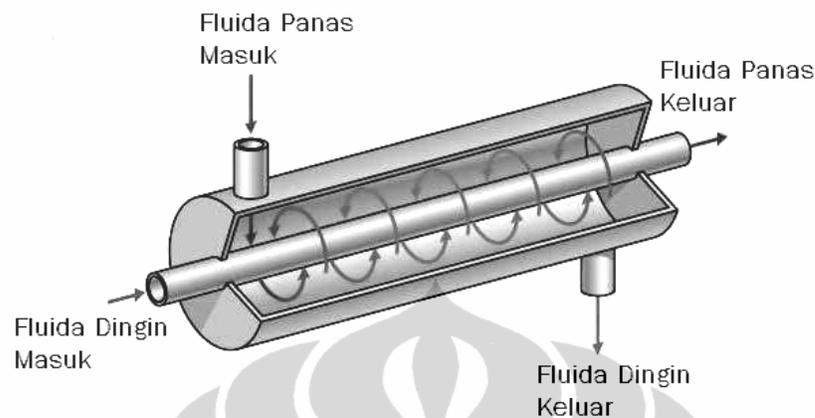
Penukar kalor tubular dapat didesain untuk tekanan tinggi relatif terhadap lingkungan maupun relatif terhadap fluida-fluidanya. Penukar kalor tubular

digunakan terutama untuk aplikasi perpindahan kalor liquid-liquid dan liquid-dua fasa atau pada gas-liquid dan gas-gas terutama bila temperatur dan tekanan operasi yang sangat tinggi. Selain itu faktor pengotoran (fouling) merupakan masalah besar pada dinding permukaan perpindahan kalor.

Penukar kalor jenis ini diklasifikasikan menjadi penukar kalor shell-and-tube, double-pipe, dan spiral. Kesemua alat penukar kalor tersebut merupakan penukar kalor dengan permukaan primer.

(a) Alat penukar kalor double pipe (pipa ganda)

Alat penukar kalor Pipa Ganda(*Double pipe*) seperti pada gambar 2.9 terdiri dari satu pipa berada di dalam pipa lain yang memiliki diameter lebih besar yang ditempatkan konsentris dengan penyusunan yang tepat untuk mengalirkan fluida dari bagian satu ke bagian yang lain. *Double pipe* dapat disusun dalam berbagai susunan seri dan paralel untuk mencocokkan dengan kebutuhan pressure drop (jatuh tekanan) dan Mean temperature difference (beda temperatur rata-rata). Penggunaan utama dari Double pipe adalah untuk proses pemanasan (sensible heating) dan pendinginan (cooling) pada fluida dengan kebutuhan luas permukaan panas yang kecil (sampai 50 m²). Konfigurasi ini juga cocok digunakan ketika fluidanya memiliki tekanan yang tinggi kira-kira sampai 4500 psia pada pipa luar (shell side) dan 21000 psia pada pipa dalam (tube side). Namun kerugian menggunakan alat penukar kalor ini adalah memerlukan tempat yang besar dan mahal tiap satuan permukaan perpindahan panas. Jumlah tube yang ada di dalam dapat berupa tunggal atau banyak, jika terlalu banyak maka jenis ini bisa menjadi jenis shell and tube. Jika koefisien pertukaran kalor sangat kecil di dalam annulus atau shell maka dapat digunakan fins (sirip-sirip).



Gambar 2.9 Alat Penukar Kalor Pipa Ganda (Double pipe)

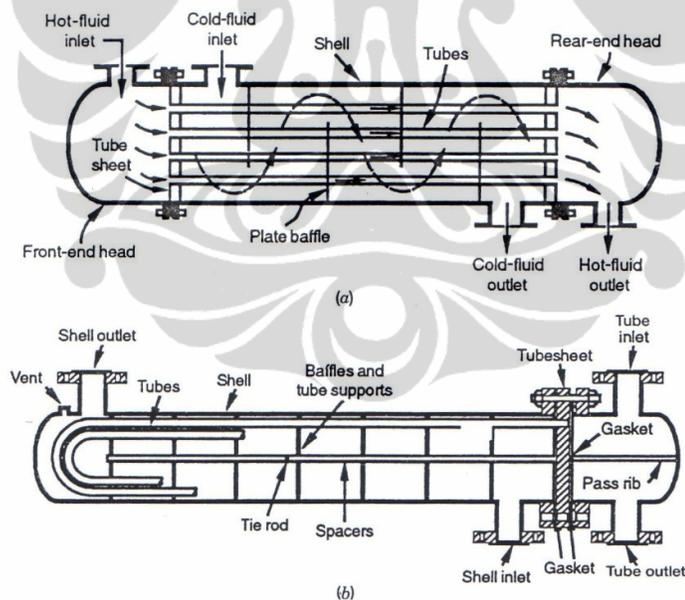
(b) Alat penukar kalor Shell and tube (selongsong dan pipa)

Alat penukar kalor selongsong dan pipa terdiri dari pipa-pipa yang tersusun melingkar yang berada di dalam satu pipa yang lebih besar yang dinamakan selongsong di mana susunan pipa-pipa (tube bundle) tersebut sejajar terhadap selongsong tersebut. Alat penukar kalor inilah yang paling banyak digunakan.

Alat penukar kalor ini umumnya terdiri dari sekumpulan pipa-pipa bulat yang dimasukkan ke dalam selubung bulat dengan sumbu pipa paralel terhadap sumbu selubung. Satu fluida mengalir di sisi pipa, fluida lainnya mengalir di sekeliling pipa. Komponen-komponen utama dari penukar kalor ini yaitu pipa-pipa (tube bundle), selubung (shell), kepala depan (front-end head), kepala belakang (rear-end head), baffle, dan tubesheet.

Beragam-macam konstruksi dari alat penukar kalor ini, tergantung pada perpindahan panas yang dibutuhkan, performa penurunan tekanan, metode yang digunakan untuk mengurangi tegangan thermal, mencegah kebocoran, mempermudah pembersihan, menjaga temperatur/tekanan operasi, mengontrol korosi, mengakomodasi aliran yang sangat asimetris, dan lain-lain. Alat penukar

kalor *shell-and-tube* diklasifikasikan sesuai dengan standar-standar yang banyak digunakan seperti standar TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), DIN, dan ASME (American Society of Mechanical Engineers) bagian boiler dan pressure vessel codes. TEMA telah mengembangkan suatu sistem notasi untuk menamai tipe umum dari *shell-and-tube*. Pada sistem ini setiap penukar kalor dinamai dengan kombinasi tiga huruf, huruf pertama menunjukkan tipe *front-end head*, yang kedua menunjukkan tipe shell, dan yang ketiga menunjukkan tipe *rear-end head*. Perlu diperhatikan lebih lanjut bahwa terdapat tipe *shell-and-tube* lain yang bersifat spesial yang tersedia secara komersial dengan tipe *front-end head* dan *rear-end head* berbeda dari standar TEMA, sehingga tidak dapat diidentifikasi dengan penamaan huruf dari TEMA.



Gambar 2.10 (a) Alat penukar kalor shell-and-tube (BEM); (b) shell-and-tube (BEU).

(c) Alat penukar kalor spiral tube

Tipe ini terdiri dari gulungan koil-koil yang berbentuk spiral dan ditempatkan di dalam sebuah selongsong (shell) dan biasa digunakan dalam sistem refrigerasi. Koefisien perpindahan kalor dalam pipa spiral ini lebih tinggi dari pada pipa yang lurus. Alat penukar kalor ini cocok untuk ekspansi termal dan digunakan pada fluida yang bersih, karena hampir tidak mungkin untuk pengerjaan pembersihan.

(d) Alat Penukar Kalor Air-cooled

Alat penukar kalor air-cooled yang dimaksud disini adalah alat penukar kalor tubular dengan udara lingkungan mengalir melewati bagian luar tubes, berfungsi sebagai media pendingin untuk mengkondensasikan dan / atau mendinginkan fluida di dalam tubes.

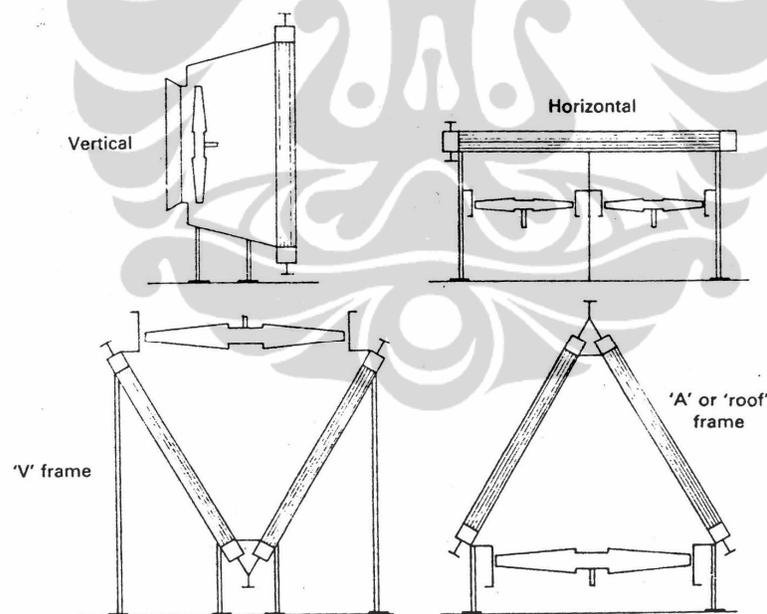
Udara menjadi pilihan tepat sebagai media pendingin, sebagai pengganti air, karena udara tersedia di sekeliling kita dalam jumlah yang tidak terbatas. Hal tersebut telah digunakan sejak lama oleh automotive engineers di radiator mobil. Namun udara mempunyai koefisien konduktivitas termal yang rendah dibandingkan dengan air yang memiliki konduktivitas termal 23 kali lebih besar pada suhu 35°C. Kalor spesifik air empat kali lebih besar daripada udara, dan densitasnya. Dibandingkan dengan udara pada tekanan dan temperatur standar yang 800 kali lebih besar. Oleh sebab itu, untuk beban kalor yang diberikan dan kenaikan temperatur pendingin, sejumlah besar udara dibutuhkan daripada air, yaitu 4 kali masa dan 3200 kali volume udara. Kecuali kalau air tidak tersedia, pilihan antara udara atau air sebagai medium pendingin tergantung pada banyak faktor dan harus dikaji secara mendalam. Pendinginan dengan udara memberikan solusi terbaik meskipun pada kenyataannya tersedia cukup banyak persediaan air pendingin yang berkualitas bagus. Berikut ini ditampilkan tabel yang memberikan pertimbangan dalam mengkaji penggunaan pendingin udara dibandingkan pendingin air.

Tabel 2.1 Perbandingan antara pendingin udara dan air.

Hal	Komentar
Pilihan lokasi	Pilihan tidak terbatas jika udara sebagai pendingin, tetapi plant harus berdekatan dengan sumber jika menggunakan air sebagai pendingin.
Fouling	Fouling pada sisi udara biasanya diabaikan, sedangkan fouling pada sisi air merupakan masalah yang sering muncul.
Maintenance	Biaya maintenance untuk pendingin udara diperkirakan sekitar 25 % dari sistem pendinginan menggunakan air.
Faktor lingkungan	Kebisingan adalah faktor yang harus dipertimbangkan dalam design fan untuk pendingin udara.
Temperature keluar fluida proses	Pendinginan dengan air mampu mendinginkan fluida proses sampai 3 – 6 °C lebih rendah daripada pendinginan dengan udara.
Efek cuaca	Temperatur udara adalah sesuatu yang berfluktuasi lebih cepat dan lebih besar daripada air, utamanya

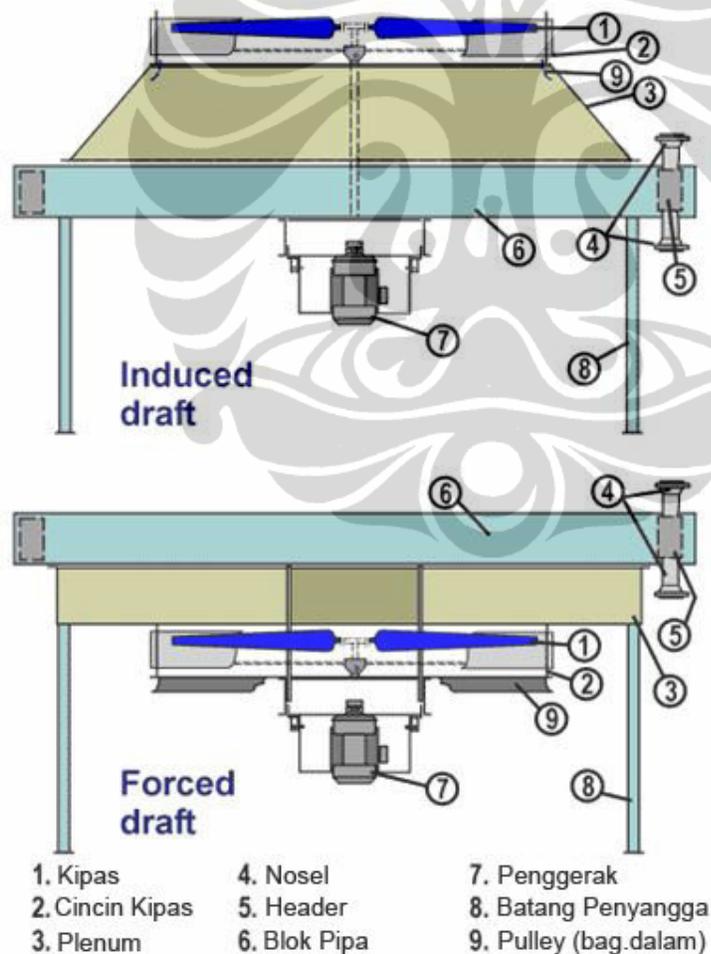
	<p>karena adanya matahari dan hujan, membuat pengendalian temperatur dan percobaan performance lebih sulit. Fin yang terbuka pada udara bebas menimbulkan resiko rusak karena adanya hujan batu es. Dalam area yang memiliki temperatur musim dingin yang sangat rendah, perancangan yang tepat digunakan untuk mencegah fluida proses membeku dalam tube.</p>
Ruang – hanya untuk pendingin	<p>Pendingin udara menempati space yang lebih luas, meskipun space di bawahnya dapat dimanfaatkan untuk peralatan lainnya atau penyimpanan.</p>
Biaya modal	<p>Biaya modal untuk pendingin udara sendiri kurang lebih 2 – 4 kali lebih besar daripada unit <i>shell-and-tube</i> yang setara. Sistem pendingin udara tidak membutuhkan menara pendingin, pompa, rumah pompa, pipa, katup, filter, plat pengolahan air, dan sebagainya.</p>
Biaya total operasi	<p>Sistem yang bersangkutan harus dibandingkan berdasarkan depresiasi, perawatan, dan biaya sumber daya yang dibutuhkan.</p>

Orientasi (penempatan) yang umum pada air-cooled adalah bidang horizontal. Untuk mengurangi area di bawahnya, dapat dibuat jika *tube bundle* di pasang pada bidang vertikal, tetapi kinerja dari unit tersebut terpengaruh secara drastis oleh arah angin yang dihembuskan. Protective screen sering kali digunakan untuk menjaga performa rancangan. Pada umumnya, penggunaan bundle yang dipasang secara vertikal dibatasi dengan ukuran yang kecil. Untuk memberikan jalan keluar dengan menggunakan setengah ground area dari unit horizontal, berupa bentuk frame 'A' atau 'V'. Dalam dua jenis bundle ini, kemiringan yang digunakan 30 – 45° dari vertikal, digabungkan dengan header pada bagian atas atau bawah, untuk membentuk sisi miring dari 'A' atau 'V' (seperti pada gambar 2.11 dibawah). Bentuk 'A' atau type 'atap' lebih umum dan digunakan dalam aplikasi kondensasi uap.



Gambar 2.11 Orientasi tube bundle pada penukar kalor air-cooled.

Selain orientasi pada blok pipa terdapat juga pilihan aliran udara antara *forced* dan *induced-draft*. Pada unit dengan *force-draft*, udara di tarik melalui fan dan di paksa melalui blok pipa. Pada unit dengan *induced-draft*, udara pertama dihisap melalui blok pipa. Keuntungan yang didapat dari *induced-draft* antara lain memiliki kebisingan yang minimal, aliran udara yang lebih uniform, dan memberikan perlindungan dari cuaca blok pipa. Pada *forced-draft* didapat keuntungan antara lain perpindahan kalor yang lebih tinggi karena terjadinya turbulensi, udara yang dipakai lebih dingin, dan lebih mudah terpengaruh oleh cuaca.



Gambar 2.12 Forced-draft dan Induced-draft dengan komponennya.

2.2.3 Turbine Uap

Turbin uap merupakan suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang akan digerakkan. Tergantung pada jenis mekanisme yang digunakan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang seperti pada bidang industri, untuk pembangkit tenaga listrik dan untuk transportasi. Pada proses perubahan energi potensial menjadi energi mekanisnya yaitu dalam bentuk putaran poros dilakukan dengan berbagai cara.



Gambar 2.13 Contoh Irisan (cutting view) turbine uap.

Sampai saat ini turbine uap masih banyak diaplikasikan dan dikembangkan didunia industry, hal ini disebabkan karena turbin uap memiliki kelebihan berupa efisiensi termal yang besar dan perbandingan berat dengan daya yang dihasilkan yang cukup tinggi. Pada prosesnya turbin uap menghasilkan gerakan rotasi, sehingga hal ini sangat cocok digunakan untuk menggerakkan

generator listrik. Pada saat ini, sudah hampir 80% pembangkit listrik diseluruh dunia telah menggunakan turbin uap.

Prinsip Kerja

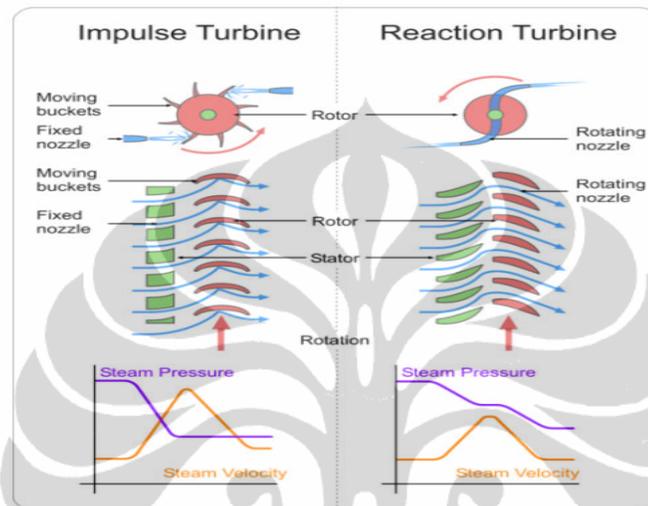
Turbine uap adalah sebuah komponen / peralatan mekanik yang mengekstrak energy termal dari uap bertekanan dan merubahnya kedalam bentuk putaran. Sebuah turbine uap yang ideal dianggap sebagai sebuah proses yang isentropic atau proses dengan entropi konstan,, maka yang mana entropi uap yang memasuki sama dengan entropi yang meninggalkan turbine. Walaupun tidak ada turbine uap yang benar-benar isentropis , akan tetapi dengan efisiensi isentropis yang berada pada rentang antara 20% - 90%, maka rentang tersebut sesuai dengan aplikasi turbine.

Secara umum turbin uap dapat digolongkan menjadi tiga macam yaitu turbin impuls, reaksi dan gabungan. Penggolongan ini berdasarkan cara mendapatkan perubahan energi potensial menjadi energi kinetik dari semburan uapnya.

Bagian dalam turbine pada umumnya terdiri atas beberapa pasang sudu, yakni satu pasang(set) sudu stasioner yang terhubung dengan rumah (casing) dan satu pasang lagi berupa sudu putar yang terhubung pada porosnya. Kedua pasang tersebut tersusun dengan minimum kelonggaran (clearance), dengan ukuran dan konfigurasi pasangan yang bervariasi terhadap peningkatan ekspansi uap pada setiap tingkatnya.

Pengaturan poros dan rumah (casing) nya mencakup single casing, tandem compound dan cross compound turbines. Single casing adalah jenis standard dimana rumah dan poros dihubungkan pada sebuah generator, tandem compound digunakan untuk menghubungkan langsung dua casing atau lebih secara bersamaan untuk menggerakkan generator tunggal. dan turbine cross compound digunakan dimana dua poros atau lebih yang tidak selaras (inline) disusun untuk

mengendalikan dua generator atau lebih yang sering beroperasi pada kecepatan yang berbeda (turbine jenis ini sering diaplikasikan pada aplikasi besar).



Gambar 2.14 Perbedaan antara turbine impuls dan turbine reaksi.

Adapun turbin impuls mengubah energi potensial uapnya menjadi energi kinetik didalam nosel (yang dibentuk oleh sudu-sudu diam yang berdekatan). Nosel diarahkan kepada sudu gerak. Didalam sudu-sudu gerak, energi kinetik diubah menjadi energi mekanis. Energi potensial uap berupa ekspansi uap, yang diperoleh dari perubahan tekanan awal hingga tekanan akhirnya di dalam sebuah nosel atau dalam satu grup nosel yang ditempatkan didepan sudu-sudu cakram yang berputar. Penurunan tekanan uap didalam nosel diikuti dengan penurunan kandungan kalornya yang terjadi didalam nosel.

Hal ini menyebabkan naiknya kecepatan uap yang keluar dari nosel (energi kinetik). Kemudian energi kecepatan semburan uap yang keluar dari nosel yang diarahkan kepada sudu gerak (sudu-sudu cakram yang berputar) memberikan gaya impuls pada-pada sudu gerak sehingga menyebabkan sudu-sudu gerak berputar (melakukan kerja mekanis).

Atau bisa difahami secara sederhana prinsip kerja dari turbin impuls yaitu turbin yang proses ekspansi lengkap uapnya hanya terjadi pada kanal diam (nosel) saja, dan energi kecepatan diubah menjadi kerja mekanis pada sudu-sudu turbin. Kecepatan uap yang keluar dari turbin jenis ini bisa mencapai 1200/detik. Turbin jenis ini pertama kali dibuat oleh de Laval, yang mana turbin ini mampu beroperasi pada putaran 30.000 rpm. Pada aplikasinya turbin impuls ini dilengkapi dengan roda gigi reduksi untuk memindahkan momen putar ke mekanisme yang akan digerakkan seperti generator listrik.

Turbin reaksi yaitu turbin yang ekspansi uapnya tidak hanya terjadi pada laluan-laluan sudu pengarah (nosel) yang tetap saja tetapi juga terjadi pada laluan sudu gerak (sudu-sudu cakram yang berputar), sehingga terjadi penurunan keseluruhan kandungan kalor pada semua tingkat sehingga terdistribusi secara seragam. Turbin yang jenis ini umumnya digunakan untuk kepentingan industri. Kecepatan uap yang mengalir pada turbin (yang biasanya meningkat) lebih rendah yaitu sekitar 100 – 200 m/detik.

Efisiensi Turbine

Untuk memaksimalkan efisiensi turbine, Uap diekspansikan, melakukan kerja pada sejumlah tingkat. Tingkat-tingkat tersebut dikarakteristikkan dengan bagaimana energy diekstraksi dari tingkatnya dan dikenal apakah turbine impuls atau turbine reaksi. Kebanyakan turbine uap menggunakan rancangan paduan antara turbine impuls dan turbine reaksi, masing-masing tingkat berperilaku sebagai salah satu atau yang lain, tetapi turbine secara keseluruhan menggunakan keduanya. Jenis tersebut kita kenal sebagai jenis turbine gabungan. Terutama bagian yang bertekanan tinggi adalah jenis impuls dan yang bertekanan lebih rendah adalah turbine reaksi.

2.2.4 Generator

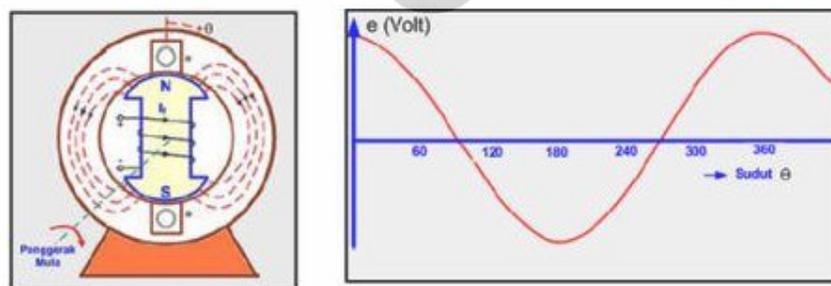
Generator listrik adalah sebuah alat yang memproduksi energi listrik dari sumber energi mekanik, biasanya dengan menggunakan induksi elektromagnetik. Proses ini dikenal sebagai pembangkit listrik. Walau generator dan motor punya banyak kesamaan, tapi motor adalah alat yang mengubah energi listrik menjadi

energi mekanik. Generator mendorong muatan listrik untuk bergerak melalui sebuah sirkuit listrik eksternal, tapi generator tidak menciptakan listrik yang sudah ada di dalam kabel lilitannya. Hal ini bisa dianalogikan dengan sebuah pompa air, yang menciptakan aliran air tapi tidak menciptakan air di dalamnya. Sumber energi mekanik bisa berupa resiprok atau turbin mesin uap, air yang jatuh melalui sebuah turbin maupun kincir air, mesin pembakaran dalam, turbin angin, engkol tangan, energi surya atau matahari, udara yang dimampatkan, atau apa pun sumber energi mekanik yang lain.

Prinsip Kerja Generator sinkron

Setelah kita membahas di sini mengenai konstruksi dari suatu generator sinkron, maka artikel kali ini akan membahas mengenai prinsip kerja dari suatu generator sinkron. Yang akan menjadi kerangka bahasan kali ini adalah pengoperasian generator sinkron dalam kondisi berbeban, tanpa beban, menentukan reaktansi dan resistansi dengan melakukan percobaan tanpa beban (beban nol), percobaan hubung-singkat dan percobaan resistansi jangkar.

Seperti telah dijelaskan pada artikel-artikel sebelumnya, bahwa kecepatan rotor dan frekuensi dari tegangan yang dibangkitkan oleh suatu generator sinkron berbanding lurus. Gambar 2.15 akan memperlihatkan prinsip kerja dari sebuah generator AC dengan dua kutub, dan dimisalkan hanya memiliki satu lilitan yang terbuat dari dua penghantar secara seri, yaitu penghantar a dan a' .



Gambar 2.15 Diagram Generator AC Satu Fasa Dua Kutub.

Lilitan seperti disebutkan di atas disebut “Lilitan terpusat”, dalam generator sebenarnya terdiri dari banyak lilitan dalam masing-masing fasa yang terdistribusi

pada masing-masing alur stator dan disebut “Lilitan terdistribusi”. Diasumsikan rotor berputar searah jarum jam, maka fluks medan rotor bergerak sesuai lilitan jangkar. Satu putaran rotor dalam satu detik menghasilkan satu siklus per detik atau 1 Hertz (Hz).

Bila kecepatannya 60 Revolution per menit (Rpm), frekuensi 1 Hz. Maka untuk frekuensi $f = 60$ Hz, rotor harus berputar 3600 Rpm. Untuk kecepatan rotor n rpm, rotor harus berputar pada kecepatan $n/60$ revolution per detik (rps). Bila rotor mempunyai lebih dari 1 pasang kutub, misalnya P kutub maka masing-masing revolution dari rotor menginduksikan $P/2$ siklus tegangan dalam lilitan stator. Frekuensi dari tegangan induksi sebagai sebuah fungsi dari kecepatan rotor, dan diformulasikan dengan:

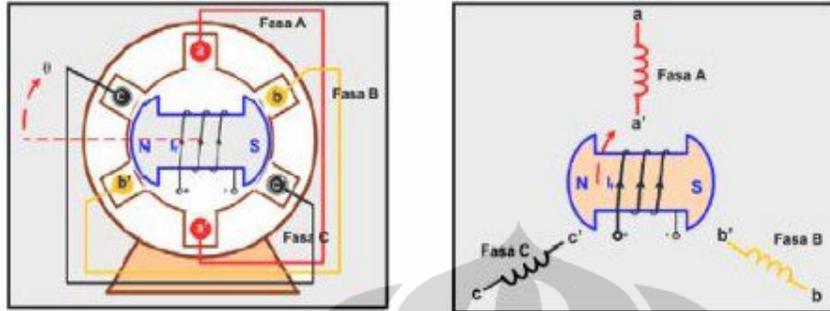
$$f = \frac{P}{2} \times \frac{n}{60} \text{ (hertz)} \quad (2.16)$$

Untuk generator sinkron tiga fasa, harus ada tiga belitan yang masing-masing terpisah sebesar 120 derajat listrik dalam ruang sekitar keliling celah udara seperti diperlihatkan pada kumparan $a - a'$, $b - b'$ dan $c - c'$ pada gambar 2.16 Masing-masing lilitan akan menghasilkan gelombang Fluksi sinus satu dengan lainnya berbeda 120 derajat listrik. Dalam keadaan seimbang besarnya fluksi sesaat :

$$\Phi_A = \Phi_m \cdot \sin \omega t \quad (2.17)$$

$$\Phi_B = \Phi_m \cdot \sin (\omega t - 120^\circ) \quad (2.18)$$

$$\Phi_C = \Phi_m \cdot \sin (\omega t - 240^\circ) \quad (2.19)$$



Gambar 2.16 Diagram Generator AC Tiga Fasa Dua Kutub

Besarnya fluks resultan adalah jumlah vektor ketiga fluks tersebut adalah:

$$\Phi_T = \Phi_A + \Phi_B + \Phi_C, \quad (2.20)$$

yang merupakan fungsi tempat (Φ) dan waktu (t), maka besar- besarnya fluks total adalah:

$$\Phi_T = \Phi_m \cdot \sin \omega t + \Phi_m \cdot \sin(\omega t - 120^\circ) + \Phi_m \cdot \sin(\omega t - 240^\circ) \cdot \cos(\varphi - 240^\circ) \quad (2.21)$$

Dengan memakai transformasi trigonometri dari :

$$\sin \alpha \cdot \cos \beta = \frac{1}{2} \cdot \sin(\alpha + \beta) + \frac{1}{2} \sin(\alpha - \beta), \quad (2.22)$$

maka dari persamaan diatas diperoleh :

$$\Phi_T = \frac{1}{2} \cdot \Phi_m \cdot \sin(\omega t + \varphi) + \frac{1}{2} \cdot \Phi_m \cdot \sin(\omega t - \varphi) + \frac{1}{2} \cdot \Phi_m \cdot \sin(\omega t + \varphi - 240^\circ) + \frac{1}{2} \cdot \Phi_m \cdot \sin(\omega t - \varphi - 240^\circ) \quad (2.23)$$

$$\sin(\omega t - \varphi) + \frac{1}{2} \cdot \Phi_m \cdot \sin(\omega t + \varphi - 480^\circ) \quad (2.24)$$

Dari persamaan diatas, bila diuraikan maka suku kesatu, ketiga, dan kelima akan saling menghilangkan. Dengan demikian dari persamaan akan didapat fluksi total sebesar,

$$\Phi_T = \frac{3}{4} \Phi_m \cdot \sin(\omega t - \Phi) \text{ Weber} \quad (2.25)$$

Jadi medan resultan merupakan medan putar dengan modulus $\frac{3}{2} \Phi$ dengan sudut putar sebesar ω . Maka besarnya tegangan masing-masing fasa adalah :

$$E_{\text{maks}} = B_m \cdot \ell \cdot \omega \cdot r \text{ Volt} \quad (2.26)$$

Dimana :

B_m = Kerapatan Fluks maksimum kumparan medan rotor (Tesla)

ℓ = Panjang masing-masing lilitan dalam medan magnetik (Weber)

ω = Kecepatan sudut dari rotor (rad/s)

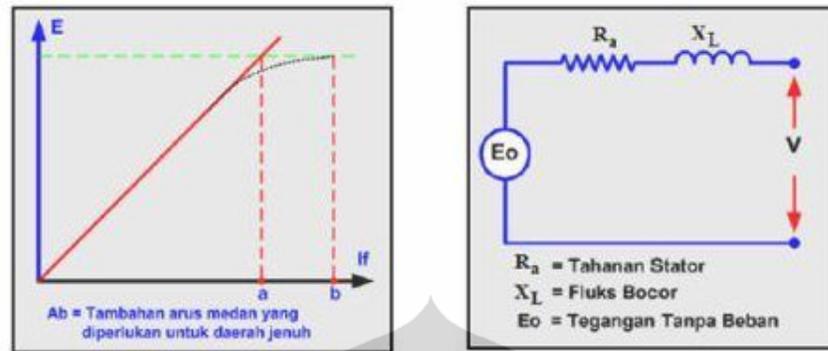
r = Radius dari jangkar (meter)

Generator Tanpa Beban

Apabila sebuah mesin sinkron difungsikan sebagai generator dengan diputar pada kecepatan sinkron dan rotor diberi arus medan (I_f), maka pada kumparan jangkar stator akan diinduksikan tegangan tanpa beban (E_o), yaitu sebesar:

$$E_o = 4,44 \cdot K_d \cdot K_p \cdot f \cdot \phi_m \cdot T \text{ Volt} \quad (2.27)$$

Dalam keadaan tanpa beban arus jangkar tidak mengalir pada stator, sehingga tidak terdapat pengaruh reaksi jangkar. Fluks hanya dihasilkan oleh arus medan (I_f). Bila besarnya arus medan dinaikkan, maka tegangan keluaran juga akan naik sampai titik saturasi (jenuh), seperti diperlihatkan pada gambar 2.17a dan 2.17b. Kondisi generator tanpa beban bisa digambarkan rangkaian ekuivalennya seperti diperlihatkan pada gambar 2.17b



Gambar 2.17. Kurva dan Rangkaian Ekuivalen Generator Tanpa Beban

Bila generator diberi beban yang berubah-ubah maka besarnya tegangan terminal V akan berubah-ubah pula, hal ini disebabkan adanya kerugian tegangan pada:

- a. Resistansi jangkar R_a
- b. Reaktansi bocor jangkar X_l
- c. Reaksi Jangkar X_a

a. Resistansi Jangkar

Resistansi jangkar/fasa R_a menyebabkan terjadinya kerugian tegang/fasa (tegangan jatuh/fasa) dan $I.R_a$ yang sefasa dengan arus jangkar.

b. Reaktansi Bocor Jangkar

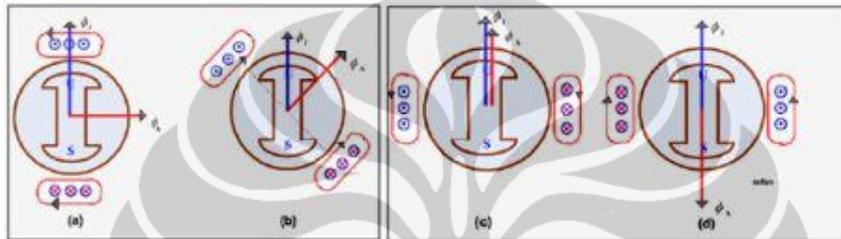
Saat arus mengalir melalui penghantar jangkar, sebagian fluks yang terjadi tidak mengimbas pada jalur yang telah ditentukan, hal seperti ini disebut Fluks Bocor.

c. Reaksi Jangkar

Adanya arus yang mengalir pada kumparan jangkar saat generator dibebani akan menimbulkan fluksi jangkar (Φ_A) yang berintegrasi dengan fluksi yang dihasilkan pada kumparan medan rotor (Φ_F), sehingga akan dihasilkan suatu fluksi resultan sebesar :

$$\bar{\Phi}R = \bar{\Phi}F + \bar{\Phi}A \quad (2.28)$$

Interaksi antara kedua fluksi ini disebut sebagai reaksi jangkar, seperti diperlihatkan pada gambar 2.18 yang mengilustrasikan kondisi reaksi jangkar untuk jenis beban yang berbeda-beda.

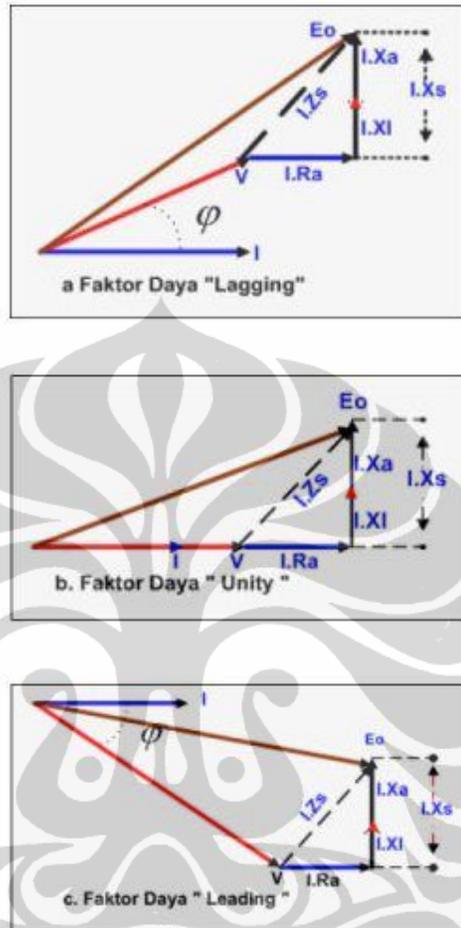


Gambar 2.18. 4a, 4b, 4c dan 4d. Kondisi Reaksi Jangkar.

Gambar 2.18a , memperlihatkan kondisi reaksi jangkar saat generator dibebani tahanan (resistif) sehingga arus jangkar Ia sefasa dengan GGL Eb dan Φ_A akan tegak lurus terhadap Φ_F . Gambar 2.18b, memperlihatkan kondisi reaksi jangkar saat generator dibebani kapasitif , sehingga arus jangkar Ia mendahului ggl Eb sebesar θ dan Φ_A terbelakang terhadap Φ_F dengan sudut $(90 - \theta)$. Gambar 2.18c, memperlihatkan kondisi reaksi jangkar saat dibebani kapasitif murni yang mengakibatkan arus jangkar Ia mendahului GGL Eb sebesar 90° dan Φ_A akan memperkuat Φ_F yang berpengaruh terhadap pemagnetan.

Gambar 2.18d, memperlihatkan kondisi reaksi jangkar saat arus diberi beban induktif murni sehingga mengakibatkan arus jangkar Ia terbelakang dari GGL Eb sebesar 90° dan Φ_A akan memperlemah Φ_F yang berpengaruh terhadap pemagnetan. Jumlah dari reaktansi bocor XL dan reaktansi jangkar Xa biasa disebut reaktansi Sinkron Xs.

Vektor diagram untuk beban yang bersifat Induktif, resistif murni, dan kapasitif diperlihatkan pada Gambar 2.19a, b dan c.



Gambar 2.19a, b dan c. Vektor Diagram dari Beban Generator

Berdasarkan gambar diatas, maka bisa ditentukan besarnya tegangan jatuh yang terjadi, yaitu :

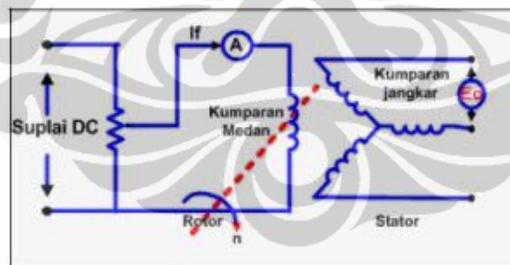
$$\begin{aligned}
 \text{Total Tegangan Jatuh pada Beban:} &= I.R_a + j (I.X_a + I.X_L) && (2.29) \\
 &= I \{R_a + j (X_s + X_L)\} \\
 &= I \{R_a + j (X_s)\} \\
 &= I.Z_s
 \end{aligned}$$

Menentukan Resistansi dan Reaktansi

Untuk bisa menentukan nilai reaktansi dan impedansi dari sebuah generator, harus dilakukan percobaan (test). Ada tiga jenis pengujian yang biasa dilakukan, yaitu:

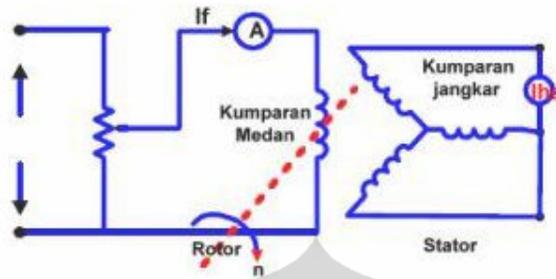
- Pengujian Tanpa beban (Beban Nol)
- Pengujian Hubung Singkat.
- Pengujian Resistansi Jangkar.
- Pengujian Tanpa Beban

Pengujian Tanpa Beban dilakukan pada kecepatan Sinkron dengan rangkaian jangkar terbuka (tanpa beban) seperti diperlihatkan pada Gambar 2.20. Percobaan dilakukan dengan cara mengatur arus medan (I_f) dari nol sampai rating tegangan output terminal tercapai.



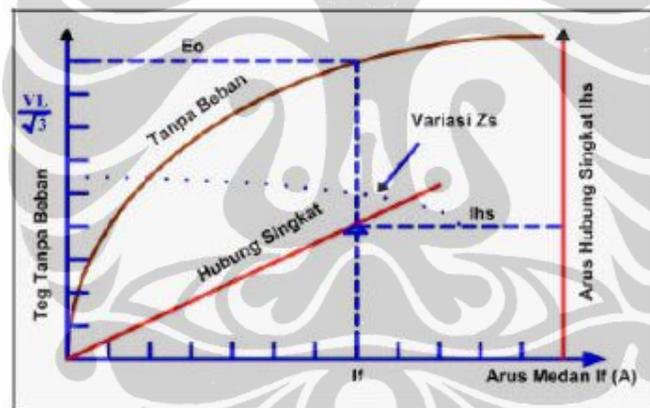
Gambar 2.20. Rangkaian Test Generator Tanpa Beban.

Pengujian Hubung Singkat untuk melakukan pengujian ini terminal generator dihubung-singkatkan, dan dengan ampermeter diletakkan diantara dua penghantar yang dihubung singkat tersebut (Gambar 2.21). Arus medan dinaikkan secara bertahap sampai diperoleh arus jangkar maksimum. Selama proses pengujian arus I_f dan arus hubung singkat I_{hs} dicatat.



Gambar 2.21. Rangkaian Pengujian Generator di Hubung Singkat.

Dari hasil kedua test diatas, maka dapat digambar dalam bentuk kurva karakteristik seperti diperlihatkan pada gambar 2.22.

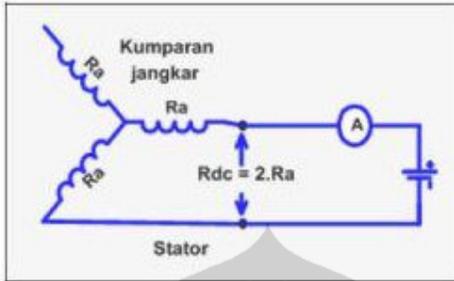


Gambar 2.22. Kurva Karakteristik Tanpa Beban dan Hubung Singkat sebuah Generator.

Impedansi Sinkron dicari berdasarkan hasil test, adalah:

$$Z_s = \frac{E_o}{I_{hs}} (\text{ohm}), I_f = \text{konstan} \quad (2.30)$$

Test Resistansi Jangkar dengan rangkaian medan terbuka, resistansi DC diukur antara dua terminal output sehingga dua fasa terhubung secara seri, seperti pada Gambar 2.23. Resistansi per fasa adalah setengahnya dari yang diukur.



Gambar 2.23 Pengukuran Resistansi DC.

Dalam kenyataannya nilai resistansi dikalikan dengan suatu faktor untuk menentukan nilai resistansi AC efektif, $\text{eff } R$. Faktor ini tergantung pada bentuk dan ukuran alur, ukuran penghantar jangkar, dan konstruksi kumparan. Nilainya berkisar antara 1,2 s/d 1,6.

Bila nilai R_a telah diketahui, nilai X_s bisa ditentukan berdasarkan persamaan:

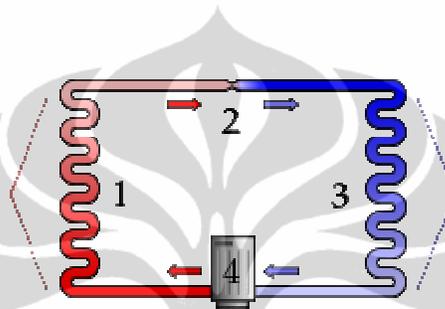
$$X_s = \sqrt{Z_s^2 - R_a^2} \text{ (ohm)} \quad (2.31)$$

Pompa

Pompa kalor adalah mesin yang memindahkan panas dari satu lokasi (atau sumber) ke lokasi lainnya menggunakan kerja mekanis. Sebagian besar teknologi pompa kalor memindahkan panas dari sumber panas yang bertemperatur rendah ke lokasi bertemperatur lebih tinggi. Contoh yang paling umum adalah lemari es, freezer, pendingin ruangan, dan sebagainya.

Pompa kalor bisa disamakan dengan mesin kalor yang beroperasi dengan cara terbalik. Satu tipe yang paling umum dari pompa kalor dengan menggunakan sifat fisik penguapan dan pengembunan suatu fluida yang disebut refrigeran. Pada

aplikasi sistem pemanasan, ventilasi, dan pendingin ruangan, pompa kalor merujuk pada alat pendinginan kompresi-uap yang mencakup saluran pembalik dan penukar panas sehingga arah aliran panas bisa dibalik. Secara umum, pompa kalor mengambil panas dari udara atau dari permukaan. Beberapa jenis pompa kalor dengan sumber panas udara tidak bekerja dengan baik setelah temperatur jatuh di bawah $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($23\text{ }^{\circ}\text{F}$).



Gambar 2.24 Sistem kerja pompa kalor

Diagram sederhana (gambar 2.24) pompa kalor dengan siklus pendinginan uap bertekanan (vapor-compression refrigeration): 1) pengembunan dengan melepaskan panas; 2) saluran yang mengalami pelebaran; 3) penguapan dengan menyerap panas; 4) kompresor

Prinsip Kerja

Berdasarkan pada hukum kedua termodinamika, panas tidak bisa secara spontan mengalir dari sumber bertemperatur rendah ke lokasi bertemperatur tinggi; suatu kerja dibutuhkan untuk melakukan ini. Pompa kalor berbeda dalam hal bagaimana mereka mengaplikasikan kerja tersebut untuk memindahkan panas, namun pada dasarnya pompa kalor adalah mesin kalor yang bekerja secara terbalik. Mesin kalor membuat energi mengalir dari lokasi yang lebih panas ke lokasi yang lebih dingin, menghasilkan fraksi dari proses tersebut sebagai kerja. Kebalikannya, pompa kalor membutuhkan kerja untuk memindahkan energi termal dari lokasi yang lebih dingin ke lokasi yang lebih panas.

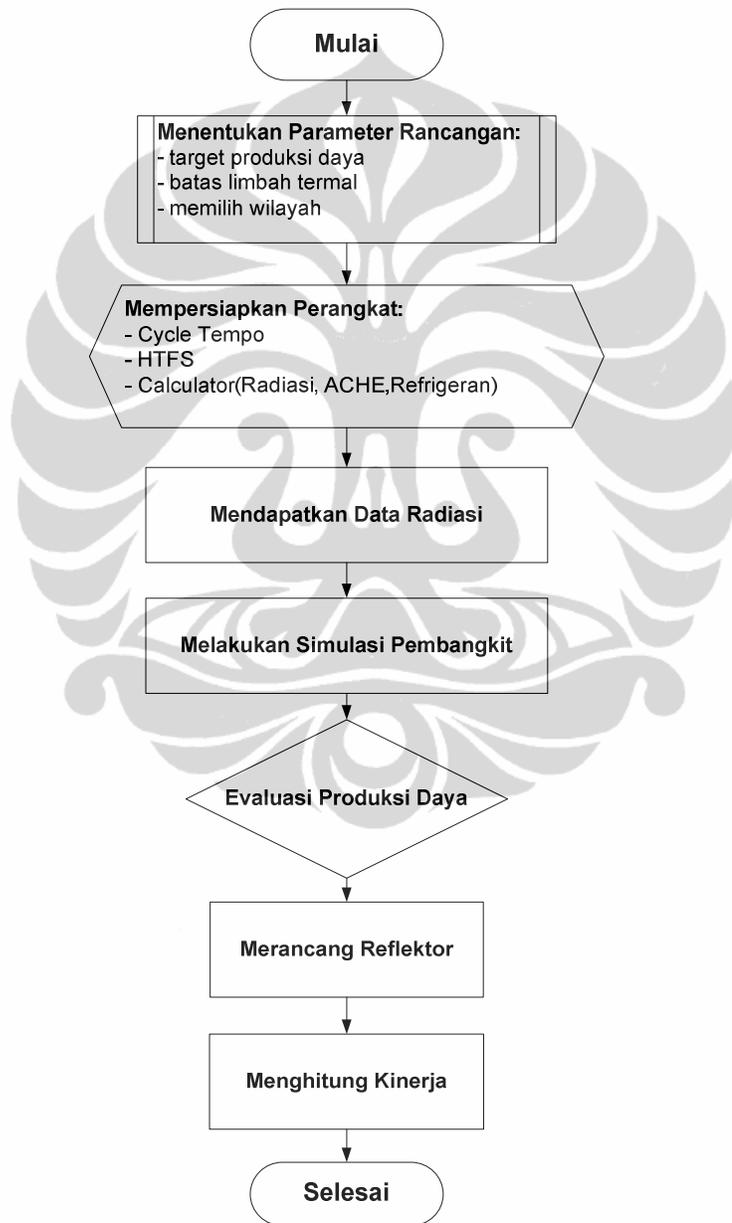
Sejak pompa kalor menggunakan sejumlah kerja untuk memindahkan panas, sejumlah energi yang dibuang ke lokasi yang lebih panas mengandung kalor yang lebih tinggi dari pada sejumlah kalor yang diambil dari sumber dingin. Satu tipe pompa kalor bekerja dengan mengeksploitasi sifat fisik penguapan dan pengembunan fluida yang disebut refrigeran. Fluida yang bekerja, pada keadaan gasnya, diberi tekanan dan disirkulasikan menuju sistem dengan kompresor. Pada satu sisi dari kompresor, di mana gas dalam keadaan panas dan bertekanan tinggi, didinginkan di penukar panas yang disebut kondenser, hingga fluida itu mengembun pada tekanan tinggi. Refrigeran yang telah mengembun melewati alat penurun tekanan yang dapat dilakukan dengan memperluas volume saluran (memperlebar saluran atau memperbanyak cabang), atau juga bisa dengan penghambat berupa turbin. Lalu, refrigeran yang berbentuk cair masuk ke sistem yang ingin didinginkan. Dalam proses pendinginan itu, refrigeran mengambil panas sehingga refrigeran kembali menguap dan sistem menjadi dingin.

Dalam sistem seperti ini, sangat penting bagi refrigeran untuk mencapai suhu tinggi ketika diberi tekanan, karena panas sulit bertukar dari fluida dingin ke lokasi yang lebih panas secara spontan. Dalam hal ini, refrigeran harus bersuhu lebih tinggi dari temperatur penukar panas. Dengan kata lain, fluida harus bertekanan rendah jika ingin mengambil kalor dari suatu sistem dan menguap, dan fluida harus bertekanan tinggi jika ingin membuang kalor dan mengembun. Hal ini sesuai dengan persamaan gas ideal yang menyatakan bahwa temperatur berbanding lurus dengan tekanan. Jika hal ini tercapai, efisiensi tertinggi akan tercapai.

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Tahapan penelitian ditampilkan seperti diagram alir berikut:



Gambar 3.1 Diagram alir pelaksanaan perancangan

3.1 Menentukan Parameter

Parameter rancangan dimulai dengan mendapat besarnya radiasi sinar matahari yang biasa diterima oleh masing-masing wilayah diseluruh Indonesia (sejumlah 36 wilayah) dan untuk mendapatkan radiasi tersebut, penghitungan dilaksanakan dengan menggunakan perangkat lunak / penghitung “METEO” dengan jaringan terhubung.

Penghitungan Perangkat lunak tersebut mempersyaratkan beberapa parameter masukan seperti: ketinggian wilayah diatas permukaan air laut, kelembaban relative, latitude dan beberapa parameter lain seperti ditunjukkan pada gambar 3.2 dibawah ini.

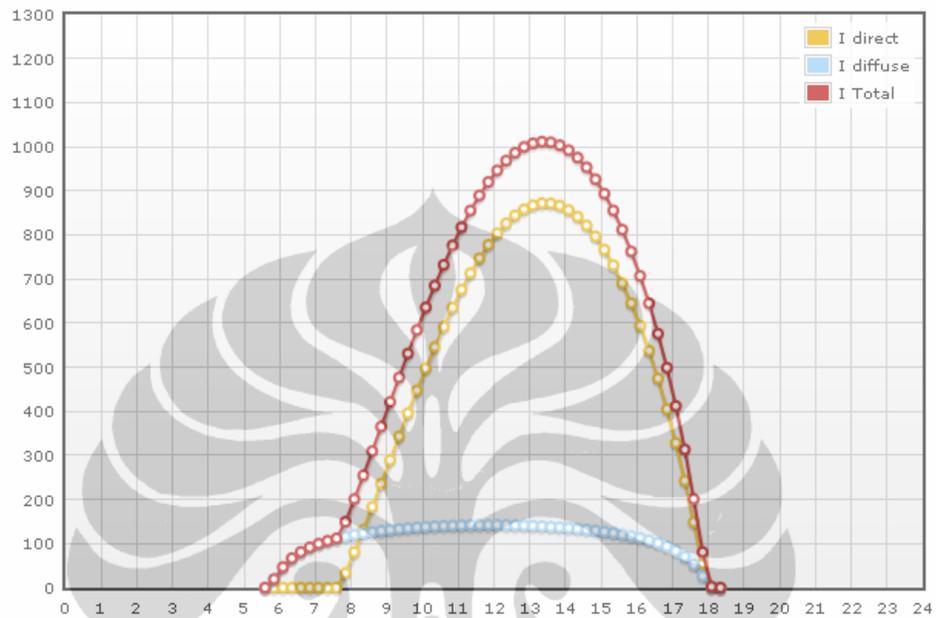
Location:	Kupang
Latitude dec. deg: (conversion tool)	-10,1843
Longitude dec. deg: (conversion tool)	123,5948
Day:	5
Month:	January
Altitude (m):	122
Visibility (km)	50
Temperature °C:	28
RH (0-100):	86,5
Ozone thickness:	0,260
Albedo ground (0-1):	0,17
Timezone (timezone map):	-8,2397
Slope	
Orientation (0-360):	270
Tilt (0-90):	30

Gambar 3.2 Panel masukan untuk menghitung Irradiasi wilayah Kupang.

Data tentang parameter tersebut diperoleh dari website milik BMKG (Badan Meteorologi Klimatisasi dan Geofisika) Indonesia dan data tersebut diambil dari tanggal 15 Maret sampai dengan 22 April 2011.

Solar Irradiation

for Kupang at latitude: -10,1843 °, longitude: 123,5948 °, day of the year: 4 (05, January)



Mouse hovers at (17.43, 1169.42).

Gambar 3.3 Grafik Irradiasi matahari wilayah Kupang hasil penghitungan menggunakan perangkat lunak “METEO”

Parameters

Declination	-22.68 °
Sun - Earth r ²	1.0351
Surface azimuth	270
Surface slope (elevation)	30
Total power per m ²	7.19 kWh

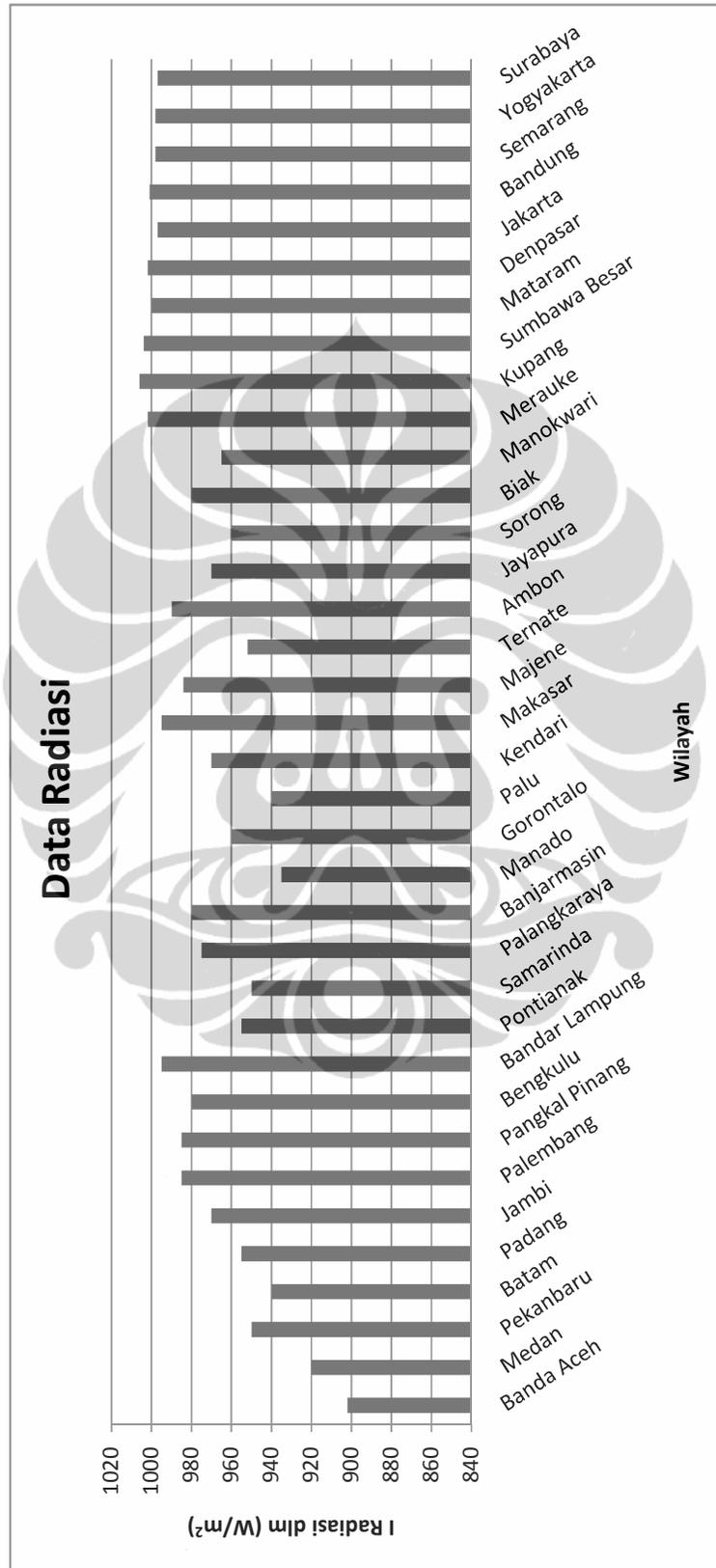
Tabel 3.4 Data parameter wilayah Kupang hasil penghitungan menggunakan perangkat lunak “METEO”

Sun

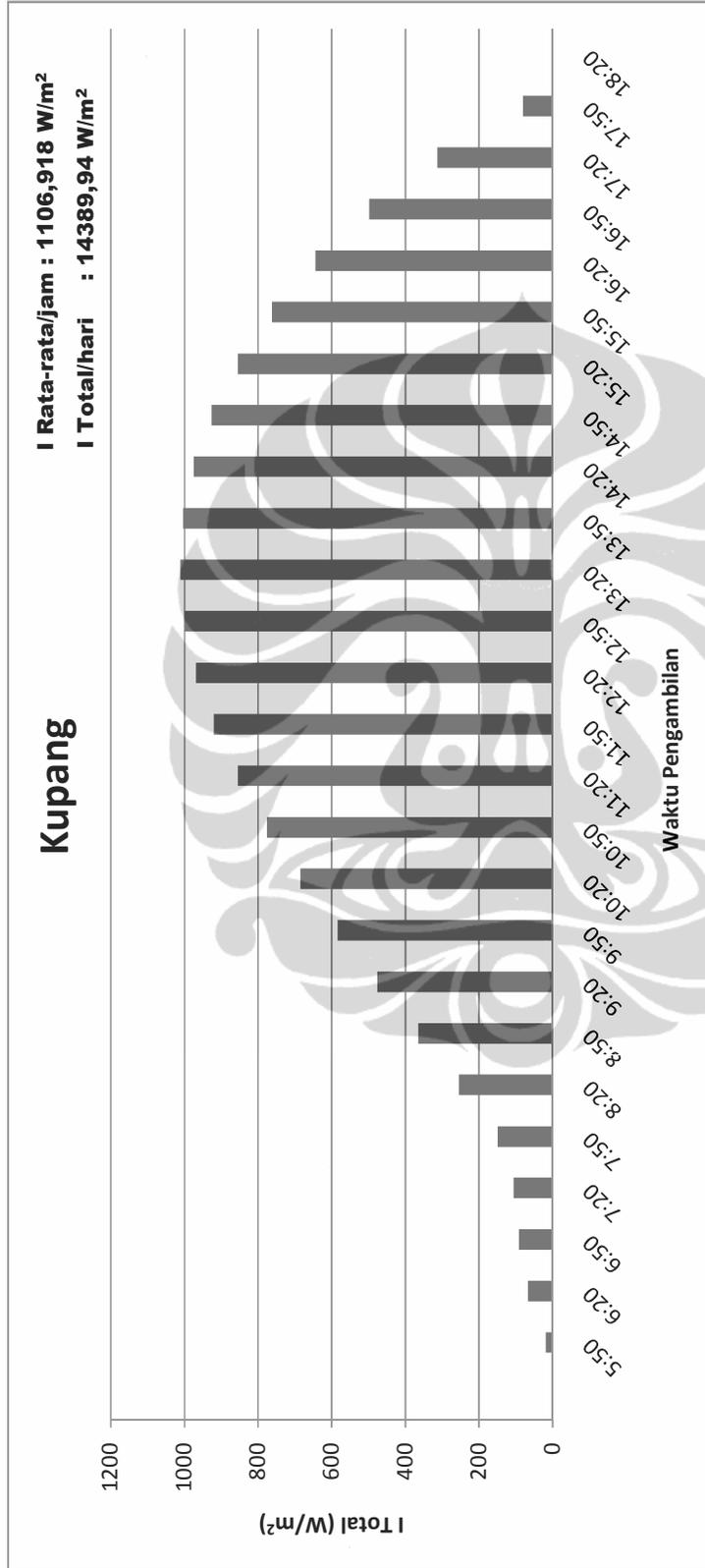
Time	Azimuth	Elevation	I Direct	I Diffuse
05:35	113.05	0.01	-0.00	0.00
05:50	112.44	3.41	0.00	19.36
06:05	111.92	6.83	0.00	46.68
06:20	111.47	10.26	0.00	66.68
06:35	111.10	13.70	0.00	80.90
06:50	110.81	17.15	0.00	91.44
07:05	110.61	20.61	0.00	99.60
07:20	110.49	24.07	0.00	106.16
07:35	110.46	27.53	0.00	111.59
07:50	110.53	30.98	33.17	116.17
08:05	110.71	34.44	80.82	120.10
08:20	111.02	37.89	131.09	123.51
08:35	111.48	41.33	183.12	126.50
08:50	112.11	44.76	236.19	129.13
09:05	112.94	48.18	289.68	131.44
09:20	114.04	51.56	343.03	133.49
09:35	115.45	54.92	395.75	135.28
09:50	117.29	58.23	447.38	136.85
10:05	119.67	61.48	497.51	138.21
10:20	122.78	64.64	545.75	139.37
10:35	126.90	67.67	591.75	140.34
10:50	132.43	70.52	635.18	141.13
11:05	139.88	73.09	675.73	141.75
11:20	149.89	75.22	713.12	142.19
11:35	162.81	76.71	747.09	142.46
11:50	178.02	77.34	777.40	142.57

Tabel 3.5 Data tiap-tiap increment wilayah Kupang hasil penghitungan menggunakan perangkat lunak “METEO”

3.2 Mendapatkan Data Radiasi



Gambar 3.6 Grafik Radiasi 36 wilayah di Indonesia



Gambar 3.7 Grafik total radiasi harian wilayah Kupang

3.3 Pertimbangan penggunaan R 113

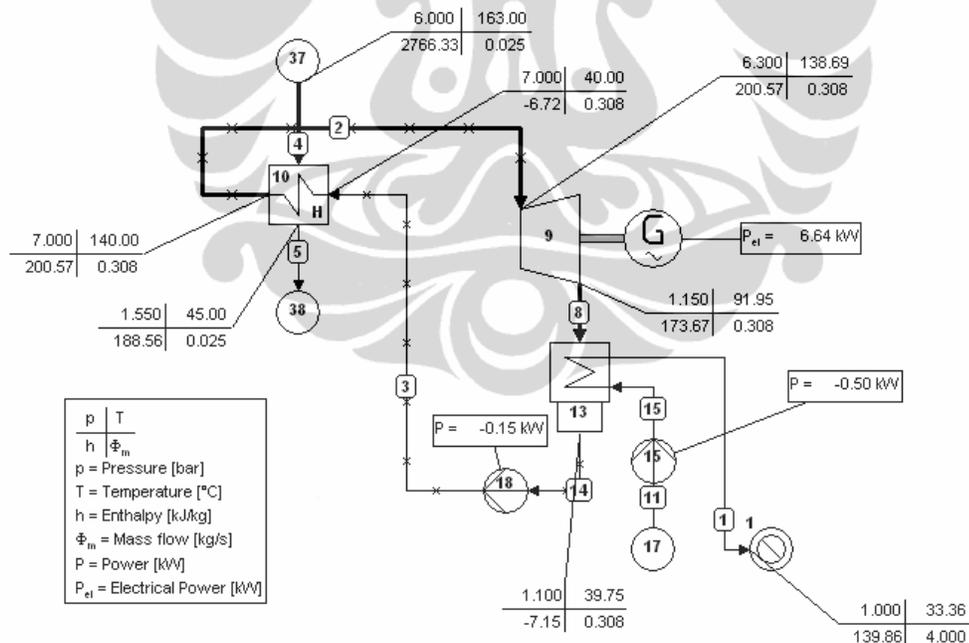
Beberapa pertimbangan yang menjadi dasar dalam pemilihan R 113 sebagai fluida kerja adalah:

- Mempunyai temperature saturasi yang cukup rendah, tekanan ini sangat kompatibel teknologi terhadap teknologi yang ada (tekanan penguapan yang tidak terlalu tinggi, tekanan kondensasi yang tidak terlalu rendah).
- Kompatibilitas terhadap bahan plastic dan logam.
- Termasuk jenis fluida yang data karakteristik fisiknya(konduktifitas, viskositas, panas spesifik, baik fase cair maupun gas) sudah tersedia dalam bentuk table maupun digram.
- Mempunyai kestabilan termal yang cukup baik

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Pembangkit

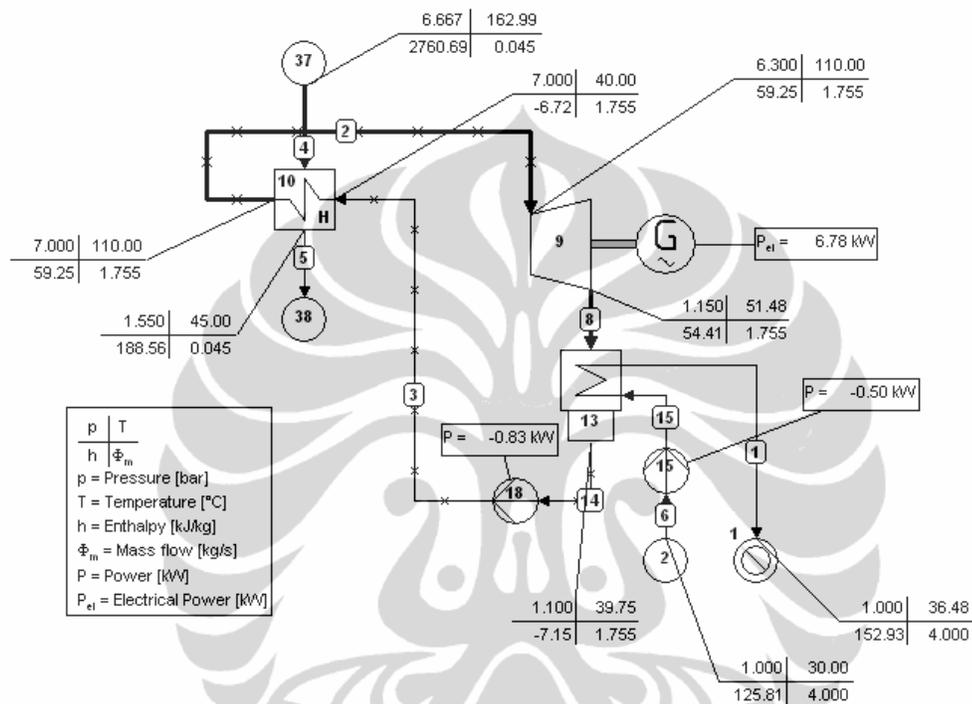
Dari hasil simulasi pembangkit (seperti yang tertera pada gambar 4.1) dapat diketahui bahwa komponen nomor 37 (*sink/source*) mempersyaratkan, bahwa target daya 6,6 kW akan dapat dicapai bila fluida yang keluar dari komponen tersebut harus mempunyai parameter : temperature (T) 163⁰C; tekanan (p) 6 bar; enthalpy (h) 2766,33 kJ/kg dan laju aliran massa (Φ) sebesar 0,025 kgs.



Gambar 4.1 Diagram sistem pembangkit sebelum dimodifikasi

Selanjutnya komponen nomor 10 (*heat exchanger*) akan dapat memproduksi uap pada temperature (T) 140⁰C; tekanan (p) 7 bar; enthalpy (h)

200,57 kJ/kg dan laju aliran massa (Φ) sebesar 0,0308 kgs. Sehingga peningkatan tekanan dan laju aliran massa akan mampu memutar turbine pada minimum torsi yang dipersyaratkan.



Gambar 4.2 Diagram sistem pembangkit setelah dimodifikasi

Permasalahan baru yang dapat diketahui dari hasil simulasi pada gambar 4.1 tersebut adalah, bahwa pembangkit akan membuang limbah panas sebesar 6,36 °C (33,36 °C - 27 °C) ke alam bebas (seperti yang diperlihatkan pada komponen nomor 1 (*heatsink*) dan hal tersebut akan melanggar peraturan pemerintah tentang pelestarian lingkungan hidup.

Untuk menanggulangi permasalahan tersebut, selanjutnya dilakukan kajian terhadap kemungkinan penggunaan A.C.H.E. (*Air Cooled Heat Exchanger*). Dari hasil kajian, dengan menggunakan teknik pendinginan / kondensasi air, diperoleh keluaran berupa spesifikasi A C H E (gambar 4.9 / gambar 4.10). Namun demikian untuk penggunaan A.C.H.E. masih perlu pertimbangan lebih lanjut,

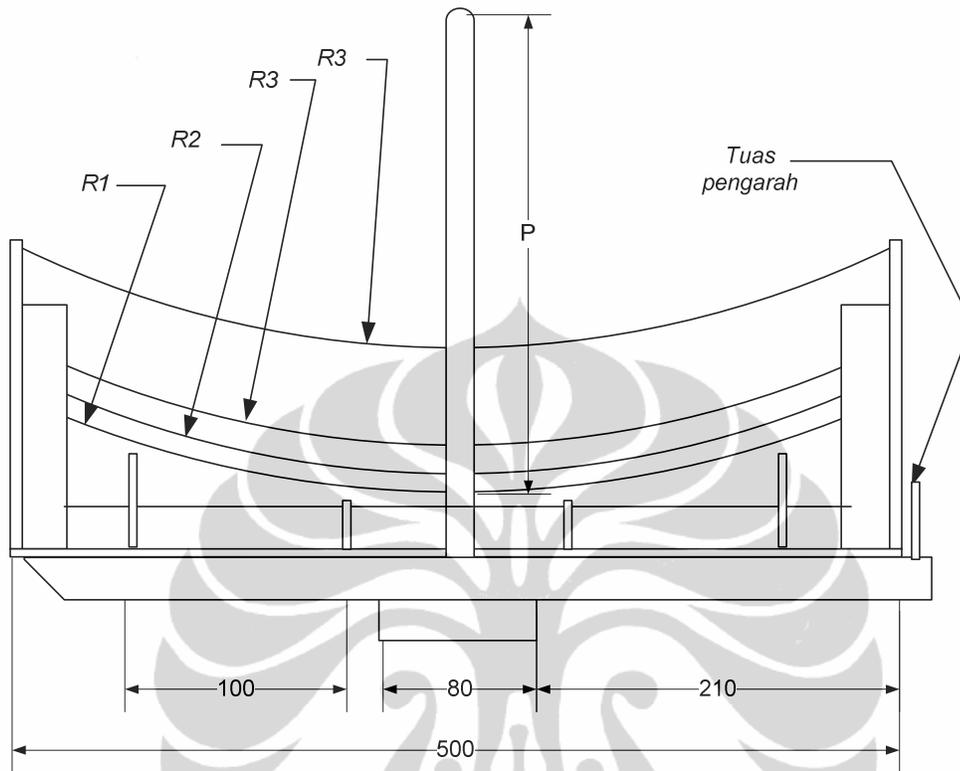
mengingat dianggap kurang optimum dibanding nilai temperatur yang akan diturunkan. Sehingga gambar 4.2 merupakan modifikasi dari simulasi sistem pembangkit sebelumnya (gambar 4.1).

Modifikasi dilakukan pada komponen nomor 10 (*heat exchanger*) dan komponen nomor 37 (*sink/source*) terutama dengan menurunkan temperature dan enthalpy uap serta menambah laju aliran massanya (komponen nomor 10 (*heat exchanger*) dengan tetap menjaga tekanan pada 7 bar, serta untuk komponen nomor 37 (*sink/source*) ditingkatkan tekanan dan laju aliran massanya.

Solusi terhadap modifikasi tersebut dimaksudkan untuk dilakukan penggunaan menara pendingin (*cooling tower*), sehingga temperatur keluaran (komponen nomor 1) tersebut diharapkan akan mengalami sedikit kenaikan.

4.2 Rancangan Sistem Surya

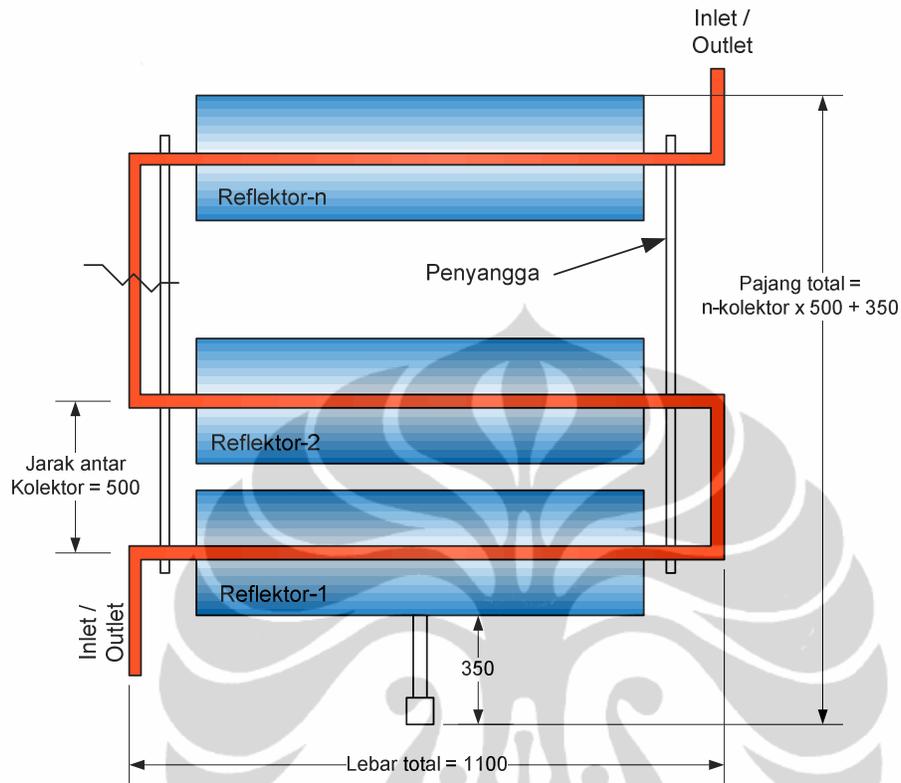
Data radiasi hasil penghitungan menggunakan perangkat lunak “METEO” dan data hasil yang diperoleh dari simulasi pembangkit menggunakan perangkat lunak Cycle Tempo selanjutnya digunakan untuk menghitung luasan kolektor surya yang diperlukan. Selanjut proses perancangan mekanik dilakukan seperti ditunjukkan pada gambar 4.5 dibawah ini.



Gambar 4.5 Tampak samping reflector dan bagian penunjang lainnya.

Rancangan dibuat sedemikian hingga mampu mengantisipasi kebutuhan akan temperature yang bervariasi, untuk itu konsep penyusunan reflector dibuat serie agar target kebutuhan temperature dapat dicapai.

Pengaturan dengan menggunakan motor penggerak dan sistem pewaktu (timer) pada kontrol elektronik ditujukan agar dapat melakukan pelacakan (tracking) pergerakan matahari. Posisi kolektor berjarak (P) dirancang agar kolektor selalu berada pada titik fokus penyinaran, sehingga diperoleh panas semaksimal mungkin.

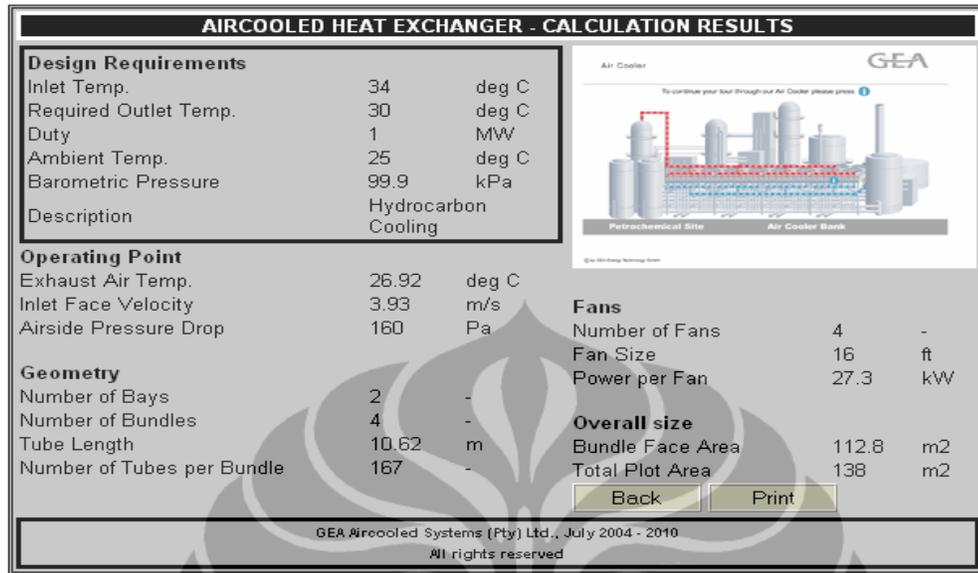


Gambar 4.6 Skema rancangan system surya

4.3 Pembatasan Limbah Termal

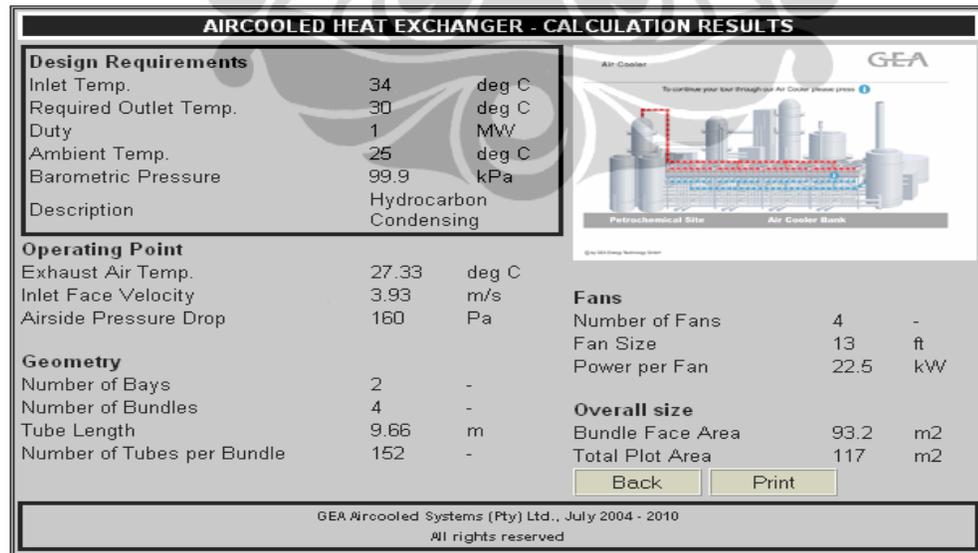
Kajian akan kemungkinan penggunaan A.C.H.E. (*Air Cooled Heat Exchanger*) dilakukan dengan menggunakan kalkulator A.C.H.E. dan tersedia 5 macam teknik pendinginan, yakni teknik pendinginan: pendinginan hidro karbon, kondensasi hidro karbon, pendinginan air, kondensasi air, pendinginan fluida viscous, seperti gambar berikut:

- Pendinginan Hidro Karbon



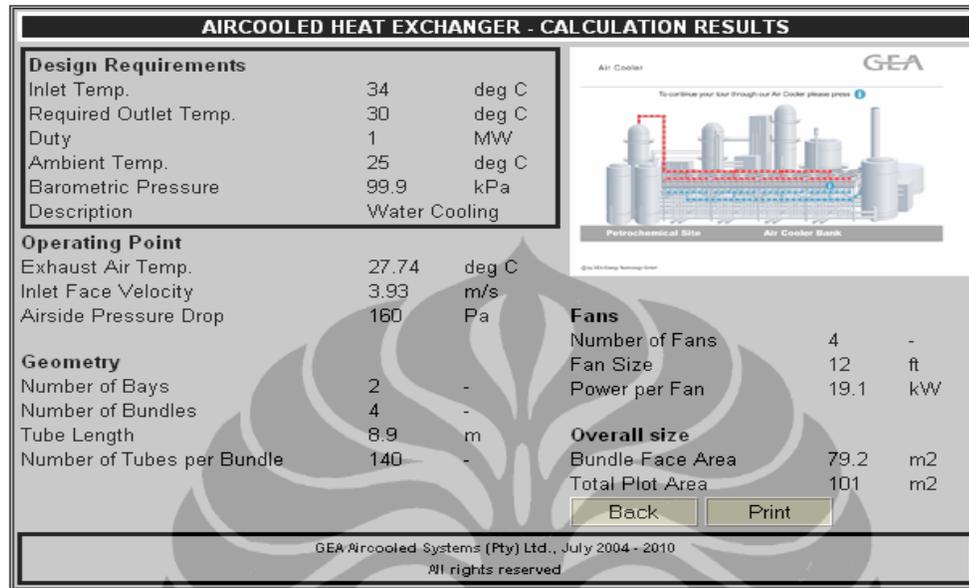
Gambar 4.7 Panel penghitungan ACHE menggunakan pendinginan hidrokarbon

- Kondensasi Hidrokarbon



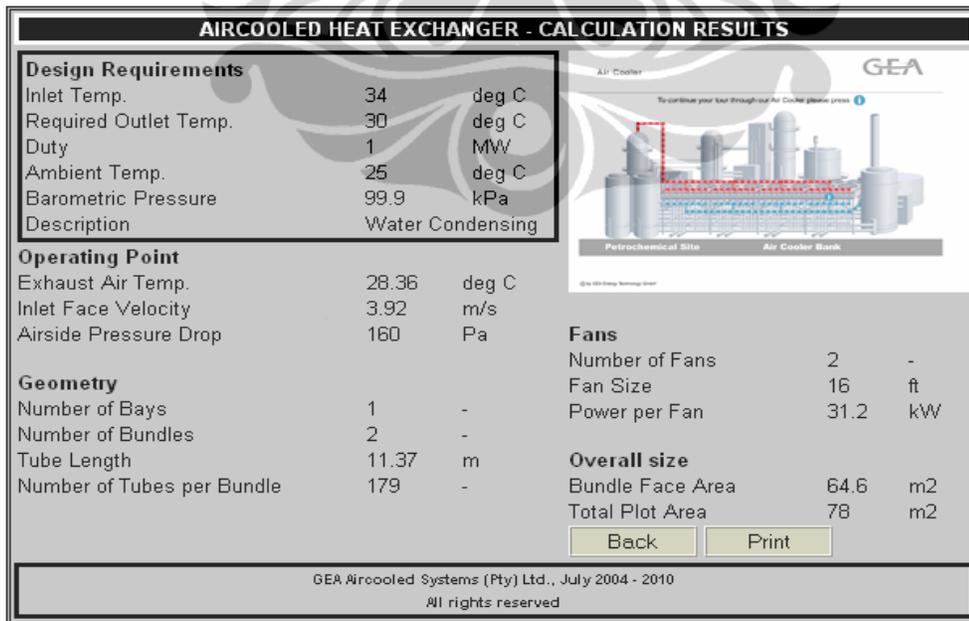
Gambar 4.8 Panel penghitungan ACHE menggunakan kondensasi hidro karbon

- Pendinginan Air



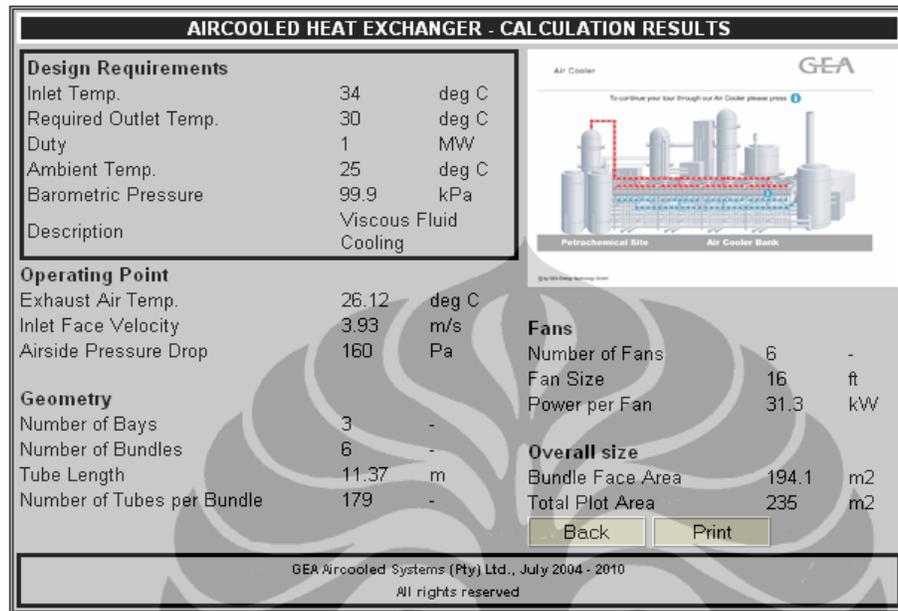
Gambar 4.9 Panel penghitungan ACHE menggunakan pendinginan air

- Kondensasi Air



Gambar 4.10 Panel penghitungan ACHE menggunakan kondensasi air

- Pendinginan Fluida Viscous



Gambar 4.11 Panel penghitungan ACHE menggunakan fluida viscous

4.4 Perhitungan Kinerja Pembangkit

1. Luas penampang kolektor yang dibutuhkan untuk memanaskan fluida dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$A = \frac{\dot{m} \times C_p \times \Delta T}{I} \quad (4.1)$$

$$A = \frac{0,025 \times 1241,71 \times (163 - 25)}{1106,918}$$

$$= 3,87 \text{ m}^2$$

2. Energy radiasi matahari yang diterima oleh reflektor dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Q_{\text{Radiasi}} = I \times A_{\text{Reflektor}} \quad (4.2)$$

$$Q_{\text{Radiasi}} = 1106,918 \times 3,87 = 4283,77 \text{ W}$$

3. Energi panas yang digunakan untuk menaikkan temperature dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Q_U = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (4.3)$$

$$Q_U = 0,308 \times 1000 \times (163 - 140) = 7084 \text{ W}$$

4. Efisiensi sistem surya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\eta = \frac{Q_{\text{Radiasi}}}{Q_U} \times 100\% \quad (4.4)$$

$$\eta = \frac{4283,77}{7084} \times 100\% = 60,47 \%$$

Dimana:

Q_{Radiasi} = Energi radiasi yang diterima oleh reflector (W)

I = Intensitas radiasi matahari (W/m^2)

$A_{\text{Reflektor}}$ = luas penampang reflector (m^2)

Q_U = Energi panas untuk menaikkan temperature (W)

\dot{m} = laju aliran fluida yang melewati kolektor (kg/det)

C_p = panas jenis fluida ($\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ \text{C}$)

ΔT = selisih temperature yang memasuki dan yang meninggalkan kolektor

5. Dengan bantuan *Gambar 4.12* (seperti dibawah ini), maka efisiensi termal untuk keseluruhan sistem pembangkit dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$W_{T-aktual} = W_{TS} \times \eta_T$$

$$W_{TS} = h_3 - h_{4S-ideal}$$

$$h_{4S} = h_{f4} + X_{4S} \times h_{fg4}$$

$$X_{4S} = \frac{S_4 - S_{f4}}{S_{fg4}}$$

$$S_4 = S_3$$

Untuk kondisi superheated, dengan tekanan (P_3) = 6,3 bar, $T=200^0$ C berapakah nilai S_3 ?

Dari table superheated, seperti pada Tabel 4.1 dibawah ini, didapat nilai $S_3=6,9683$ kJ/kg.K, dan dimana $h_3= 2850,6$ kJ/kg dan nilai S_3 tersebut sama dengan nilai S_4 .

TABLE A-6

Superheated water

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 0.01 MPa (45.81°C)*												
Sat. ¹	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.984	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
P = 0.05 MPa (81.32°C)												
P = 0.10 MPa (99.61°C)												
P = 0.20 MPa (120.21°C)												
P = 0.30 MPa (133.52°C)												
P = 0.40 MPa (143.61°C)												
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23790	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
P = 0.50 MPa (151.83°C)												
P = 0.60 MPa (158.83°C)												
P = 0.80 MPa (170.41°C)												
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625

*The temperature in parentheses is the saturation temperature at the specified pressure.
¹ Properties of saturated vapor at the specified pressure.

Tabel 4.1 Superheated Water

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table

Temp., T °C	Sat. press., P _{sat} kPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K		
		Sat. liquid, v _f	Sat. vapor, v _g	Sat. liquid, u _f	Evap., u _{fg}	Sat. vapor, u _g	Sat. liquid, h _f	Evap., h _{fg}	Sat. vapor, h _g	Sat. liquid, s _f	Evap., s _{fg}	Sat. vapor, s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Tabel 4.2 Saturated Water – Temperature Tabel

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table (Continued)

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg			Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930	
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563	
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200	
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840	
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483	
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128	
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775	
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424	
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072	
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721	
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369	
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017	
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662	
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305	
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944	
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579	
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210	
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834	
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450	
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059	
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657	
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243	
315	10,556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816	
320	11,284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372	
325	12,051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908	
330	12,858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8966	5.4422	
335	13,707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907	
340	14,601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358	
345	15,541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765	
350	16,529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114	
355	17,570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384	
360	18,666	0.001895	0.006950	1725.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537	
365	19,822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493	
370	21,044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009	
373.95	22,064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070	

Source: Tables A-4 through A-8 are generated using the Engineering Equation Solver (EES) software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. The routine used in calculations is the highly accurate Steam_IAPWS, which incorporates the 1995 Formulation for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, issued by The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). This formulation replaces the 1984 formulation of Haar, Gallagher, and Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), which is also available in EES as the routine STEAM. The new formulation is based on the correlations of Saul and Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) with modifications to adjust to the International Temperature Scale of 1990. The modifications are described by Wagner and Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). The properties of ice are based on Hyland and Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K," ASHRAE Trans., Part 2A, Paper 2793, 1983.

Tabel 4.3 Saturated Water – Temperature Tabel (lanjutan)

Untuk kondisi saturated, dengan tekanan (P_4) = 1,15 bar, berapakah nilai h_{f4} ; h_{fg4} ; v_{f4} ; v_{g4} ; S_{f4} ; S_{fg4} ?

Dari table saturated, seperti pada Tabel 4.2 diatas, hanya didapat nilai-nilai parameter untuk tekanan (P_4) = 1 bar dan tekanan (P_4) = 1,25 bar (bukan P_4 = 1,15 bar), sehingga perlu dilakukan interpolasi sebagai berikut:

Untuk P_4 = 1 bar didapat:

$$h_{f4} = 417,51 ; h_{fg4} = 2257,5 ; v_{f4} = 0,001043 ; v_{g4} = 1,6941 ;$$

$$S_{f4} = 1,3028 ; S_{fg4} = 6,0562$$

Untuk $P_4 = 1,25$ bar didapat:

$$h_{f4} = 444,36 ; h_{fg4} = 2240,6 ; v_{f4} = 0,001048 ; v_{g4} = 1,3750 ;$$

$$S_{f4} = 1,3741 ; S_{fg4} = 5,9150$$

Interpolasi untuk $P = 1,15$ bar:

$$\frac{1,25 - 1,15}{1,25 - 1} = \frac{444,36 - h_{f4}}{444,36 - 417,51}$$

$$h_{f4} = 433,62$$

$$\frac{1,25 - 1,15}{1,25 - 1} = \frac{2240,6 - h_{fg4}}{2240,6 - 2257,5}$$

$$h_{fg4} = 2247,36$$

$$\frac{1,25 - 1,15}{1,25 - 1} = \frac{0,001048 - v_{f4}}{0,001048 - 0,001043}$$

$$v_{f4} = 0,001046$$

$$\frac{1,25 - 1,15}{1,25 - 1} = \frac{1,3750 - v_{g4}}{1,3750 - 1,6941}$$

$$v_{g4} = 1,50264$$

$$\frac{1,25 - 1,15}{1,25 - 1} = \frac{1,3741 - S_{f4}}{1,3741 - 1,3028}$$

$$S_{f4} = 1,3456$$

$$\frac{1,25 - 1,15}{1,25 - 1} = \frac{5,9100 - S_{fg4}}{5,9100 - 6,0562}$$

$$S_{fg4} = 5,9685$$

$$X_{4S} = \frac{S_4 - S_{f4}}{S_{fg4}}$$

$$X_{4S} = \frac{6,9683 - 1,3456}{5,9685} = 0,9421$$

$$h_{4S} = h_{f4} + X_{4S} \times h_{fg4}$$

$$h_{4S} = 433,62 + 0,9421 \times 2247,36 = 2550,86$$

$$h_3 = 59,25$$

$$W_{TS} = h_3 - h_{4S-ideal}$$

$$W_{TS} = 59,25 - 2550,86 = -2491,6$$

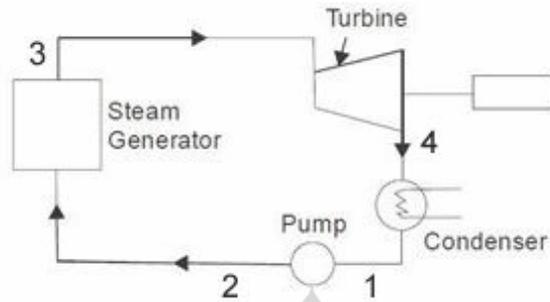
$$W_{T-aktual} = -2491,6 \times 0,85 = -2117,86$$

$$h_4 = h_3 - W_T$$

$$W_T = W_{TS} \times \eta_{Turbin}$$

Untuk asumsi efisiensi turbin (η_{Turbin}) = 0,85, maka didapat:

$$W_T = 2491,6 \times 0,85 = 2117,86$$



Gambar 4.12 Diagram pembangkit sesuai siklus Rankine

Dimana:

$\eta_{Thermal}$ = efisiensi termal keseluruhan system pembangkit

H_1 = entalpi fluida yang keluar kondensor

H_2 = entalpi fluida yang keluar pompa

H_3 = entalpi fluida yang keluar penukar kalor

H_4 = entalpi fluida yang keluar turbin

Efisiensi Total (siklus):

$$\eta_{Total} = \frac{(h_3 - h_4) - (W_T)}{(h_3 - h_2)} \times 100 \% \quad (4.6)$$

$$\eta_{Total} = \frac{(2850,6 - 54,41) - (2117,86)}{(2850,6 - (-6,72))} \times 100 \%$$

$$\eta_{Total} = \frac{(2796,19) - (2117,86)}{(2857,32)} \times 100 \% = 23,74 \%$$

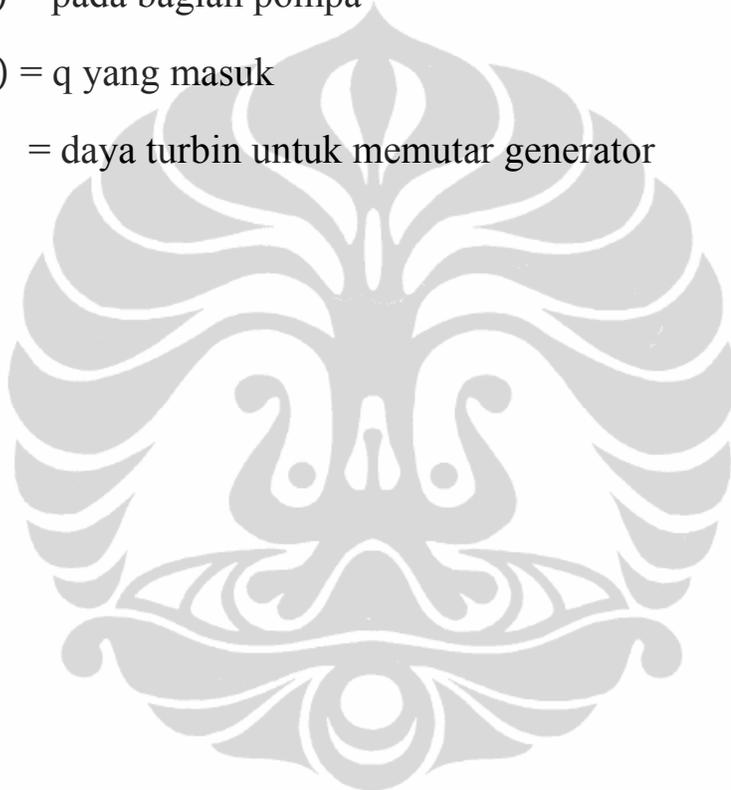
Dimana:

$(h_3 - h_4)$ = pada bagian turbin

$(h_2 - h_1)$ = pada bagian pompa

$(h_3 - h_2)$ = q yang masuk

W_T = daya turbin untuk memutar generator



BAB 5

KESIMPULAN dan SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil rancangan yang telah dilakukan maka diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil kajian dan perancangan awal sistem pembangkit (ORC) menunjukkan bahwa target keluaran daya listrik generator sebesar 6,6 kW dapat dipenuhi dengan memberikan masukan / mengalirkan fluida panas bertemperatur minimum 163°C dengan nilai entalpi 2760 kJ/kg dan aliran bertekanan 6.67 bar dengan laju sebesar 0,045 kg/detik ke penukar kalor.
2. Parameter yang harus diperhatikan pada setiap komponen pembangkit adalah temperatur, tekanan, entalpi dan laju aliran fluida, yang masing-masing mempunyai nilai yang berbeda sesuai dengan hasil simulasi sistem pembangkit secara keseluruhan dan selanjutnya nilai tersebut dapat digunakan sebagai data masukan dalam perancangan komponen pembangkit secara individual.
3. Untuk menjaga keberlangsungan produksi daya listrik pada generator, beberapa parameter harus dijaga nilai atau besarnya, terutama pada bagian: keluaran sistem surya, keluaran penukar kalor dan masukan turbin, harus mampu mensuplai fluida pada masing-masing:
 - keluaran sistem surya (163°C ; 2760 kJ/kg ; 6.67 bar ; 0.045 kg/s)
 - keluaran penukar kalor (110°C ; 59.25 kJ/kg ; 7 bar ; 1.755 kg/s)
 - masukan turbin (110°C ; 59.25 kJ/kg ; 6.3 bar ; 1.755 kg/s)

5.2 Saran

Agar diperoleh hasil yang aplikatif, maka rancangan awal ini diharapkan dapat dilakukan dengan beberapa langkah lanjutan sebagai berikut:

1. Merancang masing-masing komponen pembangkit seperti: turbin, kondenser dan pompa, dengan menggunakan parameter yang sudah diperoleh pada rancangan awal.
2. Membuat komponen tersebut pada skala laboratorium dan melakukan instalasi, untuk selanjutnya melaksanakan pengujian sistem secara keseluruhan.
3. Mengkaji dan mengevaluasi hasil pengujian tersebut sebelum merealisasikan dalam skala 1:1.

Daftar Referensi

- [1] H. Rosyid, R. Koestoer, N. Putra, Nasruddin, A.A. Mohamad, Yanuar, Sensitivity Analysis of Steam Powerplant-Binary Cycle. Universitas Indonesia. 2010.
- [2] L.E. Hayden, Jr., B.P. Halbrook, P. Stumpf, ASME Code for Pressure Piping, B31.5 - 2001. An American National Standard, The American Society of Mechanical Engineers.
- [3] T.S. Jone, J.S. Brezizer, Jr., M. Carlos, C.V. Kropas-Hughes, ASME V Boiler and Pressure Vessel Code 2004 An International Code, The American Society of Mechanical Engineers.
- [4] Richard C. Byrne, Secretary, Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). Ninth Edition, Tarrytown New York. 2006
- [5] Undang Undang No. 23 Tahun 1997, Tentang: Pengelolaan Lingkungan Hidup, Presiden Republik Indonesia, 19 September 1997(Jakarta), L.N 1997/68;TLN NO. 3699.
- [6] Keputusan Bersama Menteri Kesehatan dan Menteri Negara Kependudukan dan Lingkungan Hidup / Kepala Badan Pengendalian Dampak Lingkungan Tentang: Pelaksanaan Pemantauan Dampak Lingkungan,No. 183/Menkes/SKB/II/1993, No. Kep-09/Bapedal/02/1993.
- [7] William F. Pickard, Nicholas J. Hansing, and Amy Q. Shen, Can large-scale advanced-adiabatic compressed air energy storage be justified

economically in an age of sustainable energy? , Journal of Renewable And Sustainable Energy 1, 033102 (2009).

- [8] Futoshi Tanaka, Takashi Hibiki, Kaichiro Mishima, Correlation for Flow Boiling Critical Heat Flux in Thin Rectangular Channels. Journal of Heat Transfer, DECEMBER 2009, Vol. 131 / 121003-1
- [9] L. E. Juanicó and G. F. Rinalde., Comparative Analysis of Photovoltaic and Thermoelectric Panels for Powering Isolated Homes, Journal Of Renewable And Sustainable Energy 1, 043107 (2009).
- [10] Craig B. Christensen, Greg M. Barker , Effects Of Tilt And Azimuth On Annual Incident Solar Radiation For United States Locations, Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose, April 21-25, 2001, Washington, DC.
- [11] M. Moawed_ and E. Ibrahim, Heat Transfer By Free Convection Inside Horizontal Elliptic Tubes With Different Axis Ratios And Different orientation Angles, Journal Of Renewable And Sustainable Energy 1, 043111 (2009).
- [12] M. S. Söylemeza, Optimum sizing of air heating collectors. Journal Of Renewable And Sustainable Energy 1, 043101 (2009).
- [13] John L. Richtera, Solar collector basics. Journal Of Renewable And Sustainable Energy 1, 043112 (2009).
- [14] Donald L. Basham, P.E, DR. James W. Wright, P.E , Khatleen T. Ferguson, P.E , Dr. Get W. Moy, P.E., Unified Facilities Criteria (UFC), Steam Powerplant, U.S. Army Corps Of Engineers, Naval Facilities Engineering Command, Air Force Civil Engineering Support Agency, UFC 3-540-02N, 16 January 2004.

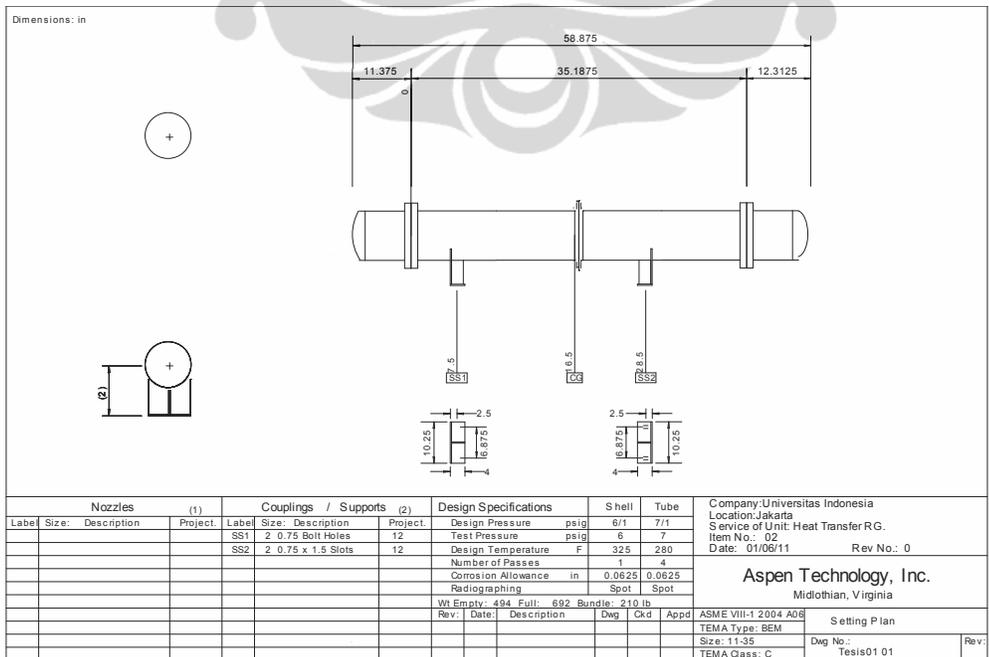
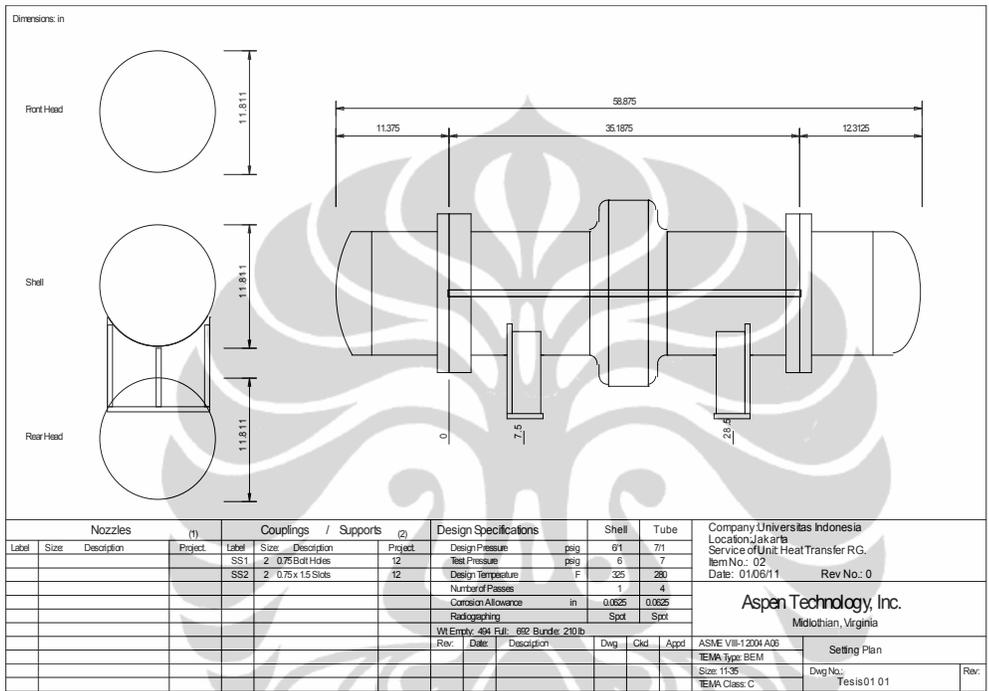
- [15] Andrew Gerhart, Philip Gerhart, AC 2007-791: Laboratory-Scale Steam Power Plant Study —Rankine Cyclers™ Comprehensive Experimental Analysis, American Society for Engineering Education, 2007.
- [16] Tatiana MOROSUK, Ruslan NIKULSHIN, and Larisa MOROSUK, Entropy-Cycle Method for Analysis of Refrigeration Machine and Heat Pump Cycles, UDC: 66.045.5:536.75/.76, BIBLID: 0354-9836, 10 (2006), 1, 111-124.
- [17] Ventsislav D. ZIMPAROV, Plamen J. PENCHEV, and Joshua P. Meyer, Performance Evaluation Of Tube-In-Tube Heat Exchangers With Heat Transfer Enhancement In The Annulus. UDC: 66.045.1:519.876.5. BIBLID: 0354-9836, 10 (2006), 1, 45-56
- [18] J.B. Metson, K.E. Prince, A. Bittar and L.J. Tornquist, Sensitivity Analysis XPS and SIMS Characterisation of Ti OXNY Solar Absorber Films, Industrial Research Ltd, Lower Hutts, New Zealand, Ionics 7 (2001)
- [19] Douglas Reindl , Sun Kuk Kim, Yong Tae Kang and Hiki Hong, Experimental verification of a solar hot water heating system with a spiral-jacketed storage tank., Journal of Mechanical Science and Technology 22 (2008) 2228~2235
- [20] Chakkrit Na Ranong, Jobst Hapke, Wilfried Roetzel, Numerical calculation of the transient behaviour of two pure cross-flow heat exchangers coupled by a circulating flow stream, Heat Mass Transfer, DOI 10.1007/s00231-010-0681-8

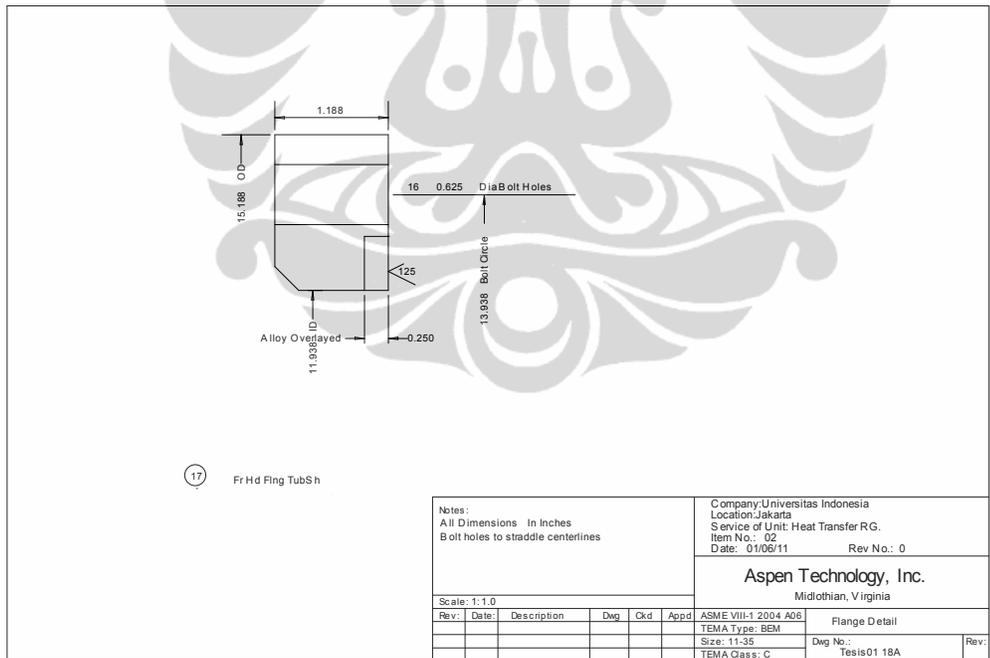
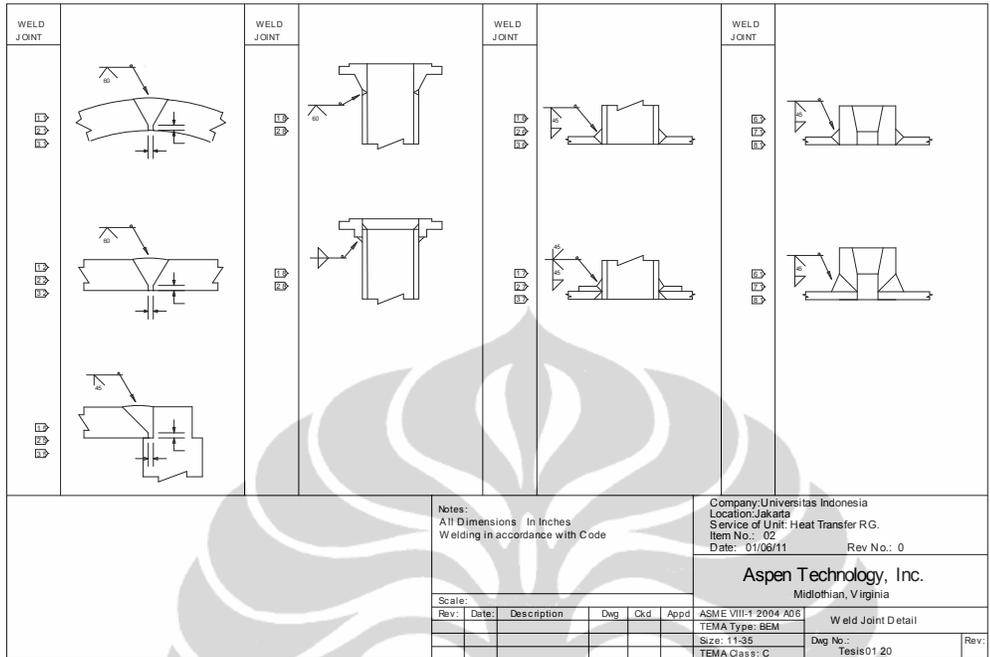
- [21] M. Sievers , U. Sievers, S.S. Mao, Thermal modelling of new Li-ion cell design modifications, *Forsch Ingenieurwes*, DOI 10.1007/s10010-010-0127-y
- [22] J.L. Silveira, C.E. Tuna, Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part I, *Progress in Energy and Combustion Science* 29 (2003) 479–485
- [23] Mohammad Reza Salimpour • Zabihollah Bahrami, Thermodynamic analysis and optimization of air-cooled heat Exchangers, *Heat Mass Transfer*, DOI 10.1007/s00231-010-0672-9
- [24] Mortaza Yari • S. M. S. Mahmoudi, A thermodynamic study of waste heat recovery from GT-MHR using organic Rankine cycles, *Heat Mass Transfer*, DOI 10.1007/s00231-010-0698-z
- [25] Andrew D. Gavrilos, P.E, Steam Turbine Optimization, Core Technology Team, ABB/ETSI, Natrona Heights, PA 15065
- [26] Lizbeth Anabel Lopez-Maldonado, Jose Maria Ponce-Ortega, Juan Gabriel Segovia-Hernandez, Multiobjective Synthesis of Heat Exchanger Networks Minimizing The Total Annual Cost and The Environmental Impact, *Applied Thermal Engineering* 31(2011) 1099 – 1113
- [27] Igor J. Karassik, Joseph P. Messina, Paul Cooper, Charles C. Heald, *Pump Handbook*, Third Edition, MacGrawHill, (2001).
- [28] Christopher E. Brennen, *Hydrodynamics of Pumps*, Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press, California Institute of Technology Pasadena, California, (2003).

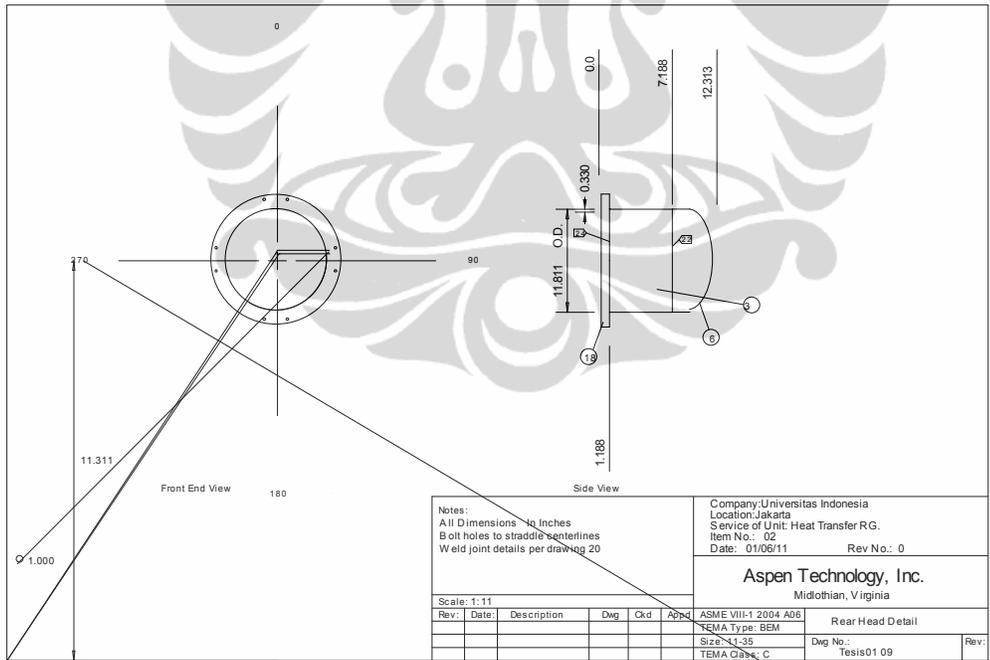
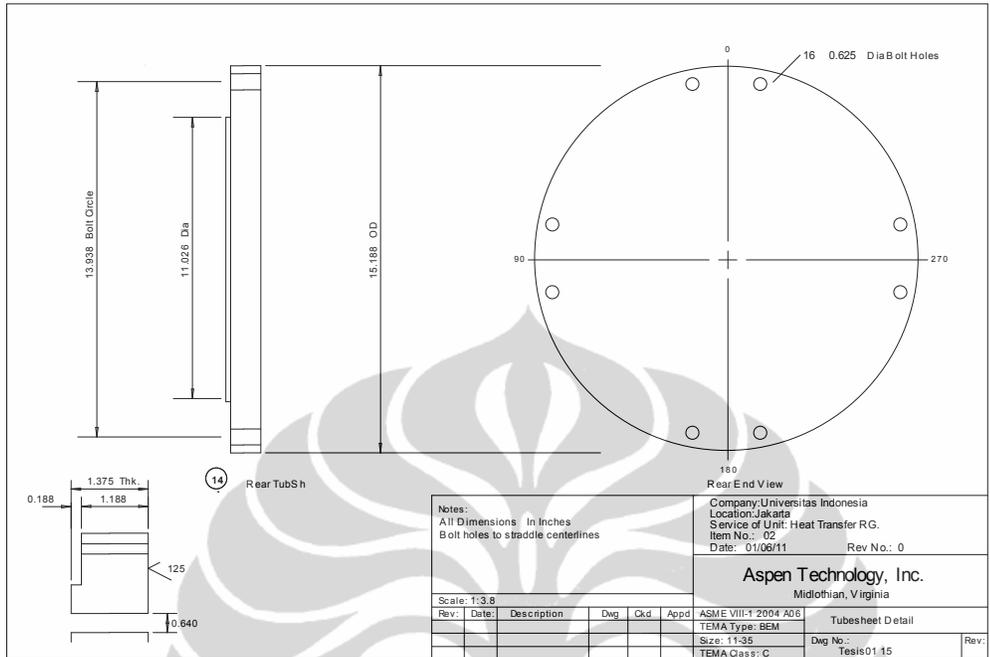
- [28] Tony Giampaolo, MSME, PE, Gas Turbine Handbook: Principles and Practices, 3rd Edition, The Paramount Press, (2006).
- [29] Kiameh, Power Generation Handbook, First Edition, MacGraw-Hill, (2002).
- [30] A.K. Raja, Amit Prakash Srivatava, Manish Dwevedi, Powerplant Engineering, New Age International (P) Limited, Publisher, New Delhi, (2006).
- [31] M.M.A. Sarker, E. Kim, C.G. Moon, J.I. Yoon, Performance characteristics of the hybrid closed circuit cooling tower, Elsevier, Science Direct, Energy and Building 40 (2008) 1529-1535
- [32] Gabriele Centi, Siglinda Perathoner, Catalysis: Role and Challenges for a Sustainable Energy, Springer Science+Business Media, DOI 10.1007/s11244-009-9245-x, LLC (2009).
- [33] J.B. Metson, K.E. Prince, A. Bittar, and L.J. Tornquist, XPS and SIMS Characterisation of TiO_xNy Solar Absorber Films, Industrial Research Ltd. Lower Hutt, New Zealand, Ionic (2001).
- [34] N. Spitsina, I. Ramanova, A. Lobach, I. Yakuschenko, M. Kaplunov, I. Tolstov, M. Triebel, and E. Frankevich, Poly (2-Methoxy-5-(2-Ethylhexyloxy)-1,4-phenylene Vinylene)(MEH-PPV) / Nitrogen Containing Derivatives of Fullerene Composites: Optical characterisation and Application in Flexible Polymer Solar Cells, Journal of Low Temperature Physics, DOI:10.1007/s10909-006-9010-5 (2006).

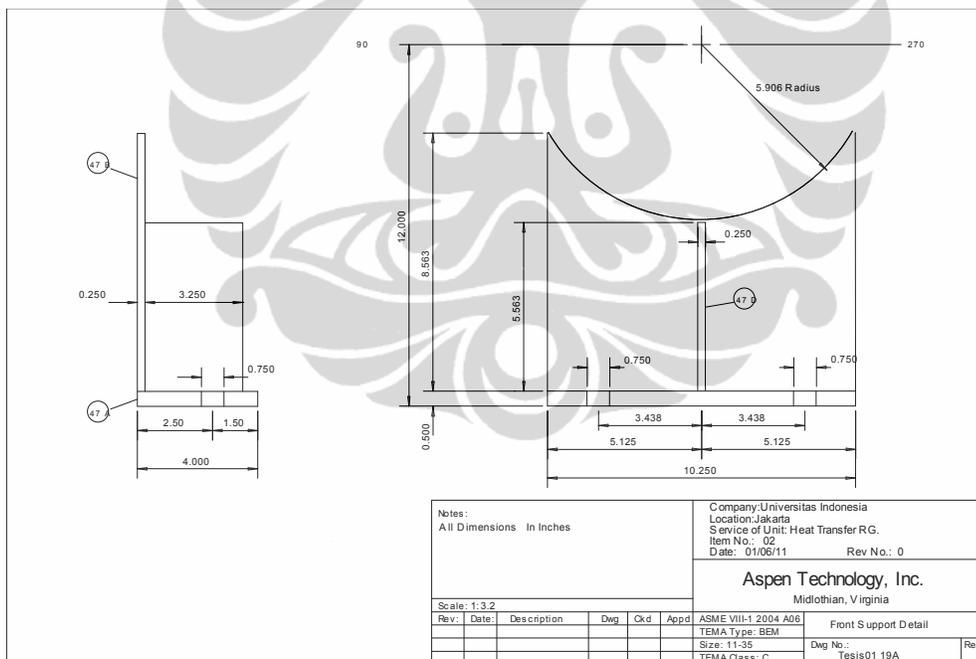
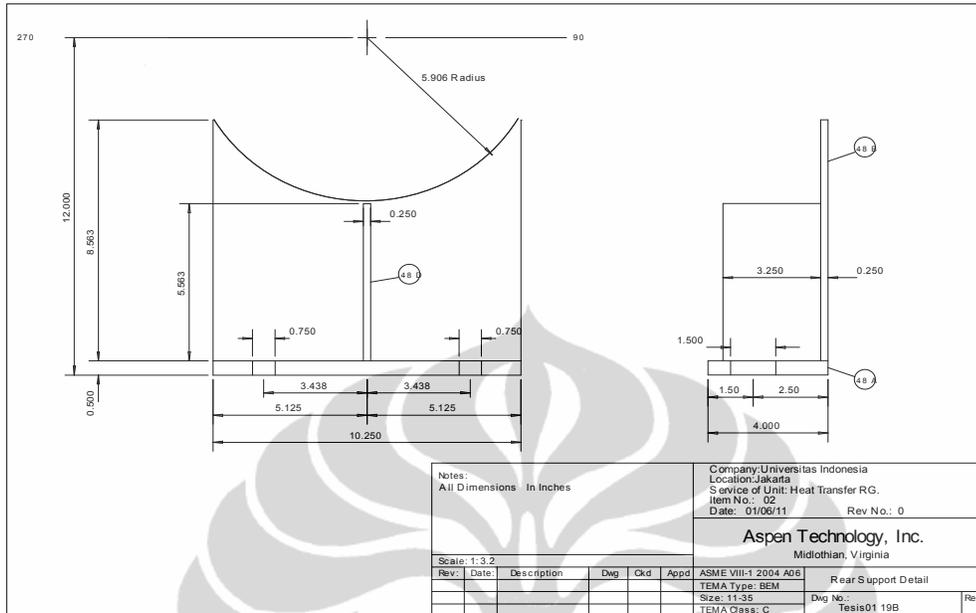
- [35] Abdeen Mustafa Omer, Energy supply potentials and needs, and the environmental impact of their use in Sudan, Kluwer Academic Publishers. Manufactured in The Netherlands, *The Environmentalist*, 22, 353–365, (2002).
- [36] Douglas Reindl , Sun Kuk Kim², Yong Tae Kang and Hiki Hong, Experimental verification of a solar hot water heating system with a spiral-jacketed storage tank, Springer, *Journal of Mechanical Science and Technology* 22 - 2228~2235 (2008)
- [37] V. Boyko and K. Siemensmeyer , Pt Black Powder as a heat exchanger at ultralow temperature, *Journal of Low Temperature Physics*, Vol. 122, Nos. 3/4, Berlin-Wansse, Germany (2001)
- [38] Ravindra Kumar, V. K. Tewari, and Satya Prakash, *Studies on Hot Corrosion of the Microstructurally*
- [39] Different Regions of 2.25Cr-1Mo (T22) Boiler Tube Steel Weldment, ASM International, *JMEPEG* 18:959–965 DOI: 10.1007/s11665-008-9309-2, (2009)
- [40] B.S. Mann, Vivek Arya, B.K. Pant, and Manish Agarwal, High Power Diode Laser Surface Treatment to Minimize Droplet Erosion of Low Pressure Steam Turbine Moving Blades, ASM International, *JMEPEG* 18:990–998, DOI: 10.1007/s11665-008-9329-y, (2009)

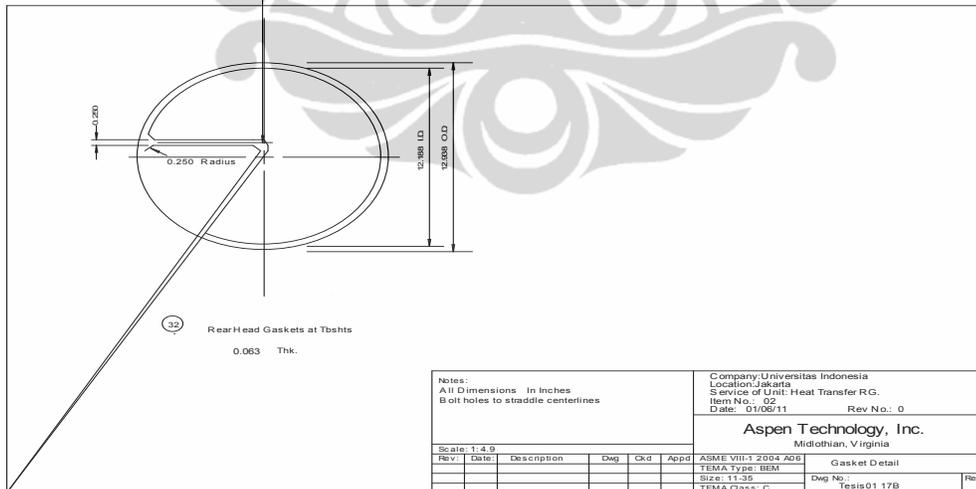
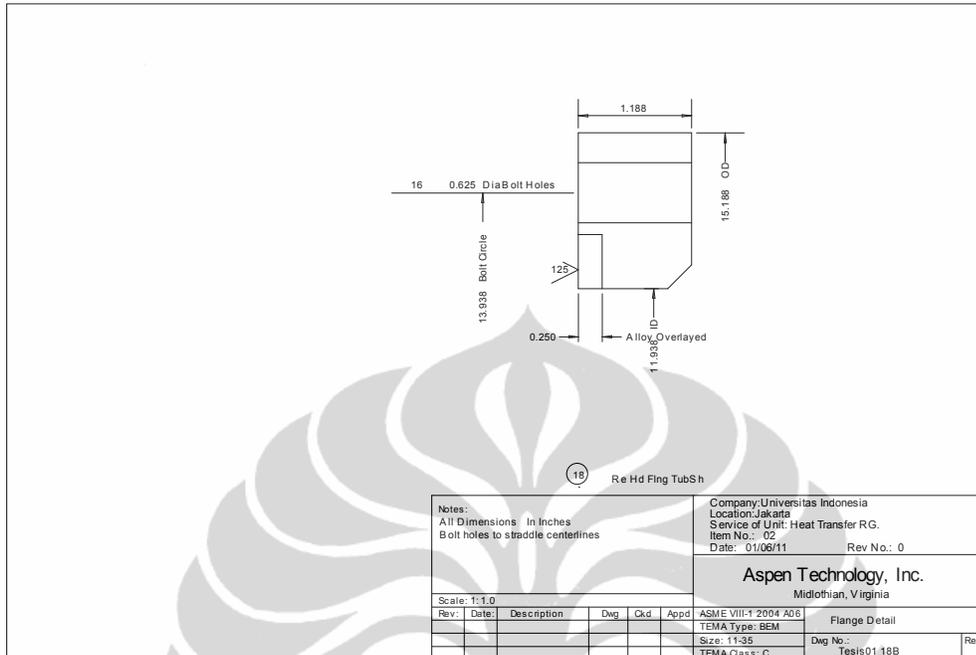
Lampiran

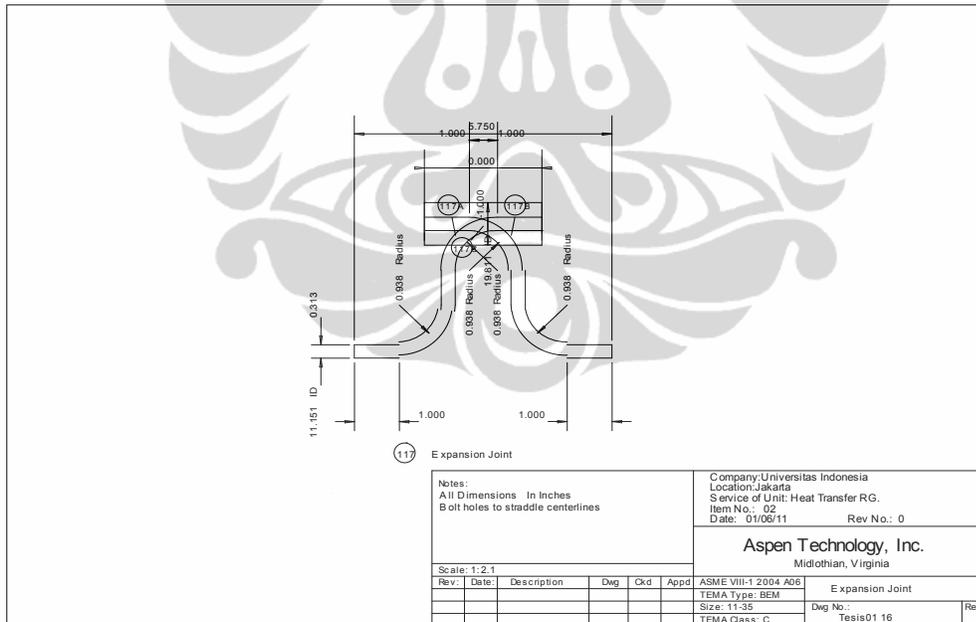
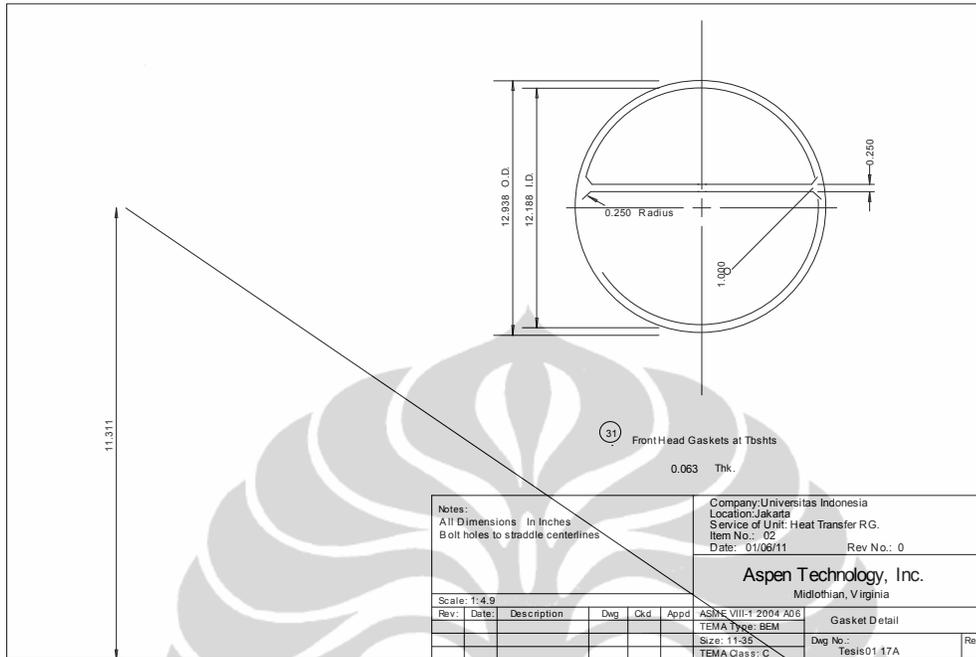


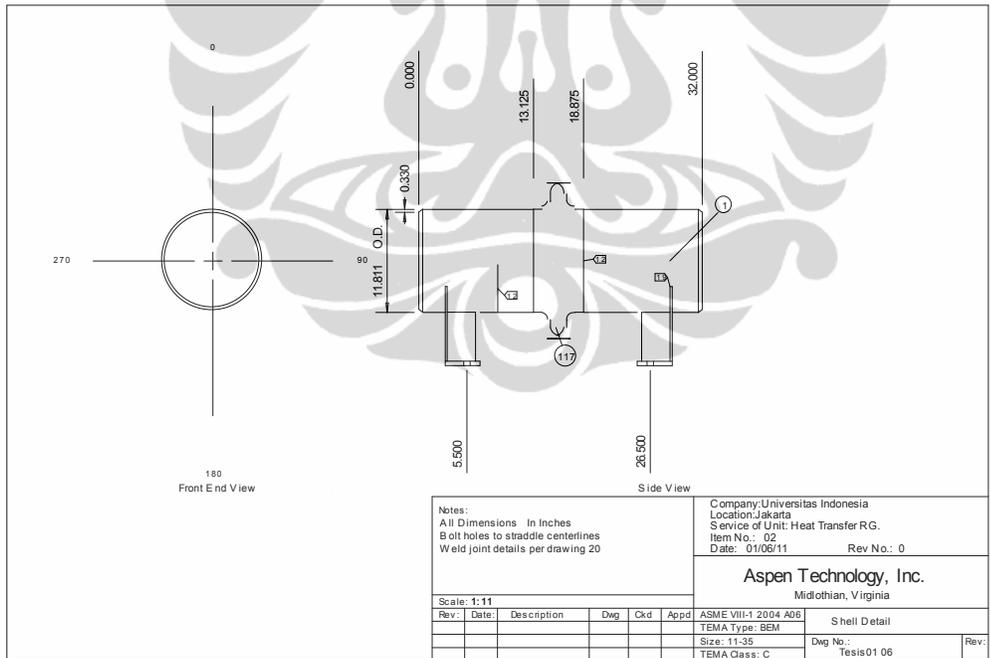
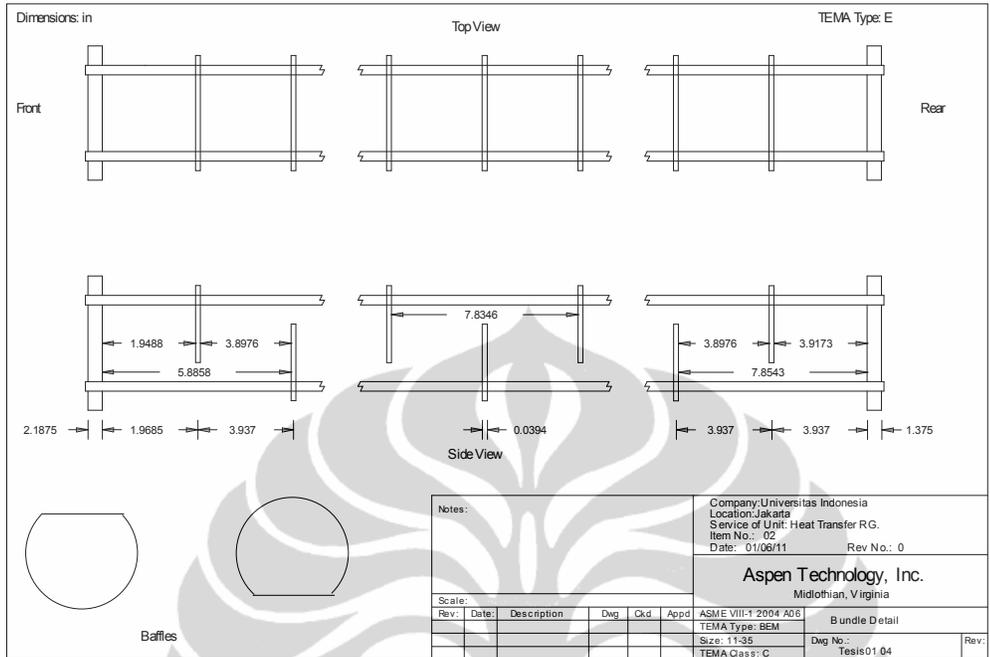


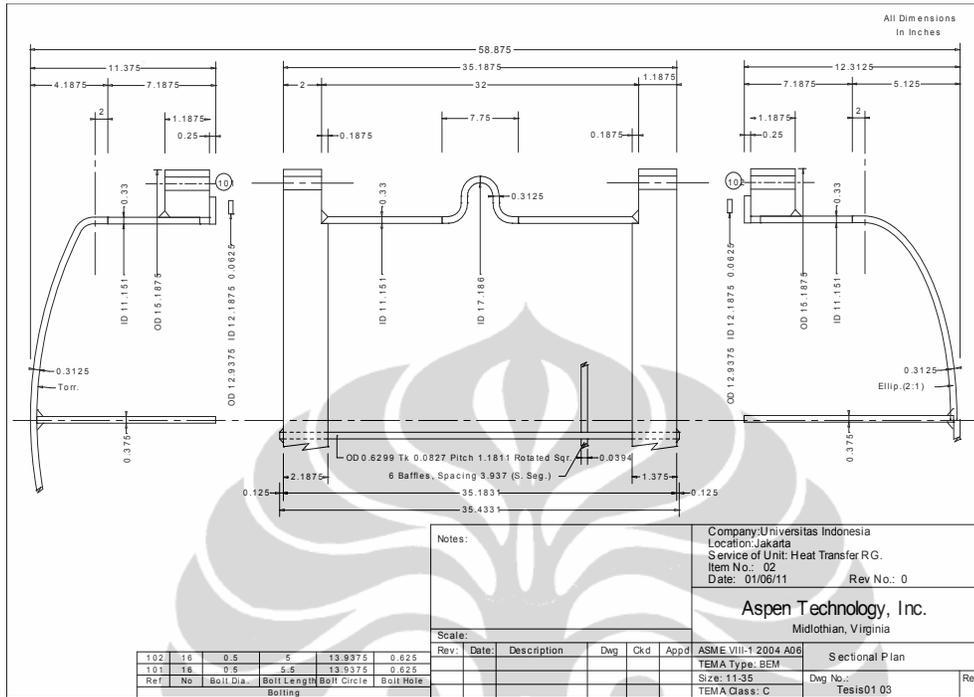












Notes:

Scale:

Company: Universitas Indonesia
 Location: Jakarta
 Service of Unit: Heat Transfer R.G.
 Item No.: 02
 Date: 01/06/11 Rev No.: 0

Aspen Technology, Inc.
 Midlothian, Virginia

Rev.	Date	Description	Dwg	Ckd	Appd	ASME VIII-1 2004 A06	Sectional Plan
102	16	0.5	5	13.9375	0.625	TEMA Type: BEM	
101	16	0.5	5.5	13.9375	0.625	Size: 11-35	Dwg No.: Tesis01.03
Ref	No	Boil Dia.	Boil Length	Boil Circle	Boil Hole	TEMA Class: C	Rev: