



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS EXERGI PENINGKATAN UNJUK KERJA
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP DENGAN
MEMANFAATKAN LIMBAH TERMAL DAN PEMASANGAN
SIKLUS BINER BAWAH**

DISERTASI

HARUN AL ROSYID

NPM 6060307512

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM DOKTORAL
DEPOK**

Universitas Indonesia



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS EXERGI PENINGKATAN UNJUK KERJA
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP DENGAN
MEMANFAATKAN LIMBAH TERMAL DAN PEMASANGAN
SIKLUS BINER BAWAH**

DISERTASI

HARUN AL ROSYID

NPM 6060307512

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM DOKTORAL
DEPOK**



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS EXERGI PENINGKATAN UNJUK KERJA
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP DENGAN
MEMANFAATKAN LIMBAH TERMAL DAN
PEMASANGAN SIKLUS BINER BAWAH**

DISERTASI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Doktor

HARUN AL ROSYID

NPM 6060307512

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM DOKTORAL
DEPOK
SEPTEMBER 2010**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : Harun Al Rosyid

NPM : 0606037512

Tanda Tangan : 

Tanggal : 22 September 2010

HALAMAN PENGESAHAN

Disertasi ini diajukan oleh :

Nama : Harun Al Rosyid
NPM : 0606037512
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Disertasi :

Analisis exergi peningkatan unjuk kerja PLTU dengan memanfaatkan limbah termal dan pemasangan Siklus Biner bawah

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Doktor pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

DEWAN PENGUJI

Promotor : Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA - Ketua
Kopromotor : Prof. Dr.-Ing. Nandy S Putra - Anggota
: Dr.-Ing Ir. Nasruddin, MEng. -Anggota
Tim Penguji : Prof. Dr. Ir. Bambang Sugiarto, MEng. - Anggota.
: Prof. Dr. Ir. Bambang Teguh Prasetyo DEA.
- Anggota.
: Prof. Dr. Ir. Yanuar, MSc. MEng. - Anggota.
: Dr. Ir. Harinaldi, MEng. - Anggota.



Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 22 September 2010

UCAPAN TERIMA KASIH

Dengan mengucapkan puji syukur kehadirat Tuhan yang maha Esa atas segala karunia dan izin-nya yang diberikan kepada kami dan keluarga kami, sehingga kami dapat menyelesaikan disertasi ini sesuai dengan yang direncanakan. Penulisan disertasi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Doktor pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Oleh karena itu, perkenankanlah saya menyampaikan rasa terima kasih dan Penghargaan yang setinggi tingginya kepada Yang terhormat:

1. Bpk. Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA, atas kesediaannya untuk menjadi promotor, yang dengan penuh keteladanan dan kesabaran memberikan bimbingan, pengarahan, masukan yang tidak ternilai sejak awal hingga selesainya penulisan disertasi ini.
2. Bpk. Prof. Dr.-Ing. Nandy S Putra dan Bpk. Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, M Eng. selaku ko-promotor yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk membimbing, mengoreksi, dan mengoreksi, dan memberikan semangat, saran konstruktif dalam penyusunan disertasi ini.
3. Ketua Departemen dan seluruh staf pengajar Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, atas dukungan dan bantuan yang telah diberikan hingga selesainya disertasi ini.
4. Bpk. Prof. Dr. Mohamed P.ENG, yang telah membimbing dalam penyusunan jurnal internasional, memberikan kesempatan kepada saya untuk melakukan penelitian di Mechanical Engineering Departement, University of Calgary, Canada
5. Seluruh Anggota panitia penguji yang terdiri dari Bpk. Prof. Dr. Ir. Bambang Sugiarto, M.Eng, Bpk.Prof. Dr. Ir. Bambang Teguh Prasetyo, DEA, Bpk. Prof. Dr. Ir. Yanuar, MSc., MEng., Bpk. Prof. Dr. A Mohamed, dan Bpk. Dr.Ir. Harinaldi, M.Eng.
6. Seluruh teknisi di laboratorium Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.

7. Teman sejawat, mahasiswa S1, S2 dan S3 yang telah banyak membantu saya dalam inputan untuk penyelesaian disertasi ini.
8. Kepada semua pihak yang telah berkenan membantu penyelesaian disertasi ini, yang tidak dapat saya sebutkan satu per satu.

Akhir kata, saya sampaikan terima kasih kepada kedua orang tua kami tercinta yang telah membesarkan, mendidik, membimbing dan mendoakan saya selama ini. Rasa terima kasih saya sampaikan pula kepada istri tercinta serta putra dan putri dan Ibu mertua yang sangat saya sayangi yang telah memberikan dukungan moril sampai selesainya disertasi ini. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan disertasi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan disertasi ini. Saya memohon kepada Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan Bapak-bapak, Ibu - ibu dan semua pihak yang telah membantu penulis.

Semoga disertasi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu di Indonesia.

Depok, September 2010

Penulis,

Harun Al Rosyid

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

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

Nama : Harun Al Rosyid

NPM : 0606037512

Program Studi : Doktoral

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Disertasi

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

Analisis Exergi Peningkatan Unjuk Kerja PLTU dengan memanfaatkan limbah termal dan pemasangan Siklus Biner bawah

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan 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 : 22 Oktober 2010

Yang menyatakan



(Harun Al Rosyid)



ABSTRAK

Name : Harun Al Rosyid
Study Program : Doktoral
Titel : Analisis Exergi Peningkatan Unjuk Kerja PLTU dengan memanfaatkan limbah termal dan pemasangan siklus biner bawah

Dengan menimbang banyaknya PLTU yang dibangun, dioperasikan di Indonesia dan kapasitasnya lebih dari 15GW. Kapasitas ini akan menjadi dua kali lipat dalam lima tahun yang akan datang sesuai dengan program pemerintah Indonesia dalam pembangunan pembangkit listrik. Namun unjuk kerja dari PLTU yang terpasang tersebut mempunyai efisiensi yang rendah. Hal ini terjadi karena banyaknya kalor yang keluar dari siklus dan dibuang ke lingkungan termasuk kalor yang dibuang ke sistim air pendingin berupa limbah air panas dan dibuang lewat kondenser.

Limbah termal ini dapat dimanfaatkan sebagai energi yang potensial menjadi tenaga listrik dengan pemasangan siklus biner. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengadakan analisis peningkatan unjuk kerja pembangkit dengan pemasangan siklus biner pada siklus bawah PLTU, dari hasil konversi limbah kalor PLTU menjadi tenaga listrik tambahan, analisis ini menggunakan analisis termodinamika, yakni dengan analisis exergi.

Dalam analisis exergi siklus biner ini, dibuat simulasi beberapa alternatif konfigurasi siklus biner dengan menggunakan perangkat lunak Temp cycle-TU Delft untuk siklus binernya dan verifikasi awal siklus PLTU 100 MW yang terpasang sebagai acuan input siklus biner PLTU, digunakan perangkat lunak Gate cycle-USA. Selanjutnya untuk membuktikan bahwa siklus ini layak dalam semua aspek baik teknis dan ekonomin, maka di adakan analisis keuangan, untuk itu digunakan perangkat lunak analisis keuangan Proforma yang umum digunakan pihak perbankan, dan diadakan analisis sensitivitas teknoekonomi.

Dalam penelitian analisis exergi ini menunjukkan bahwa dengan pemasangan siklus biner dua tingkat tekanan pada PLTU, daya keluaran netto pembangkit akan meningkat menjadi sebesar 120.9 MW dibanding keluaran PLTU semula 102.4MW atau meningkat lebih dari 11%, dan efisiensi exerginya naik menjadi 34,9% dibandingkan dengan PLTU semula hanya 31.6% atau meningkat lebih dari 10 %. Peningkatan unjuk kerja ini merupakan hasil konversi limbah limbah kalor PLTU menjadi tambahan daya, hal ini dapat ditunjukkan dari energi limbah kalor pembangkit yang menurun menjadi hanya 109,5 MW dibandingkan dengan limbah kalor PLTU semula 183,7 MW atau turun 40%.

Biaya produksi listrik yang lebih murah dari harga yang disetujui pemerintah yakni pemasangan siklus biner pada PLTU eksisting dimana tarifnya hanya 0.0344 US\$/kwh atau 36% lebih murah dari tarif yang ditetapkan pemerintah. Hasil analisis keseluruhan dalam disertasi ini menunjukkan bahwa pemasangan siklus biner pada PLTU adalah layak secara tekno ekonomi.

Kata kata kunci :

Teknoekonomi, Exergi, limbah termal, siklus biner, PLTU

ABSTRACT

Name : Harun Al Rosyid
Study Program : Doctoral
Title : Exergy analysis for performance improvement of
Steam power plant by utilising thermal waste and
installing bottoming binary cycle .

Considering that there are many Steam power plants (SPP's) that have been built and operated in Indonesia which have more than 15 GW. It will be double in the next five years as acceleration program by government of Indonesia (GOI) to build new power generating plants to cover national electricity demand. However unfortunately the performance of conventional SPP's especially the ones that have been built in Indonesia has low efficiency. This happens because there is a lot amount of heat wasted out of the cycle and emitted to the environment including the heat emitted to the cooling water system and discharges as hot water trough the condenser. This thermal waste is a potential energy that can be utilized to electricity by installing binary cycle. In this research an exergy analysis of various bottoming binary cycles will be analyzed which can improve the steam power plant cycle performance. In studying the SPP bottoming binary cycle will created simulation of several configurations using Tempo cycle-TU Delft software for the binary cycle and to verify the steam cycle Gate cycle-USA software will be used. In addition to confirm that the cycle is feasible in all aspects both technically and economically, then some sort of technoeconomic analysis would be studied.

The technoeconomic analysis of Bottoming binary cycle is calculated and analyzed by using both Cycle tempo-TU Delft software and well known Pro forma financial analysis. The results of technoeconomic analysis in this research has been proves that by installing bottoming binary cycle plant to the existing SPP is feasible in both thermodynamically and economically. It will reduce plant termal waste down to 23%, increase the performance of conventional SPP that includes increasing gross power output up to 11%, improving plant efficiency by almost 10%, the lower electricity tariff and cheaper than GOI acceptance price level.

Key Words

Technoeconomic, Exergy, Thermal waste, Bottoming binary cycle, Steam power plant.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	ii
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
LEMBAR PENGESAHAN	iv
UCAPAN TERIMA KASIH	v
LEMBAR PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH.....	vii
ABSTRAK.....	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL	xvi
DAFTAR NOTASI.....	xvii
DAFTAR LAMPIRAN	xix
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar belakang	1
1.2 Rumusan permasalahan	3
1.3 Tujuan yang ingin dicapai	4
1.4 Batasan masalah	5
1.5 Penelitian Terdahulu.....	6
1.6 Sistematika penulisan	7
BAB 2 METODOLOGI	9
2.1 Analisis termodinamis	9
2.2 Analisis keekonomian.....	11
2.3 Pemanfaatan perangkat lunak untuk optimasi	12
BAB 3. KAJIAN LITERATUR	13
3.1 Analisis energi	13
3.2 Konsep exergy	14
3.2.1 Konsep umum.....	14
3.2.2 Komponen exergi.....	15

3.2.3 Exergi fisika aliran fluida	16
3.2.4 Kestimbangan energy dan exergi dari aliran fluida	17
3.2.5 Efisiensi exergi	18
3.2.6 Konsep vorticity	20
3.3 Siklus Rankine	21
3.3.1 Pendahuluan	21
3.3.2 Siklus ideal Rankine	21
3.4 Siklus Rankine Organik –OR	22
3.5 Pemilihan fluida kerja	23
3.6 Analisis Termoekonomi	26
3.6.1 Dasar dari Termoekonomik	26
3.6.1.1 Biaya Exergi	27
3.6.1.2 Konsep aplikasi untuk siklus biner PLTU	28
3.7 Analisis Keuangan	28
3.7.1 Data input analisis keuangan	29
3.7.2 Biaya investasi proyek	29
3.7.3 Kriteria kelayakan investasi	30
3.7.4 Laporan keuangan Pro Forma	31
3.7.5 Struktur Tarif Listrik	32
BAB 4 APLIKASI ANALISIS EXERGI SIKLUS BINER - PLTU.....	34
4.1 Umum.....	34
4.2 Konsep pengembangan PLTU- Biner siklus dasar.....	36
4.3 Deskripsi sistim	36
4.4 Analisis aliran energy dan exergi.....	38
4.4.1 Sistem Siklus Biner Tingkat Pertama - Tekanan Menengah.....	40
4.4.2 Sistem siklus biner tingkat kedua-Tekanan rendah	41
4.5 Pertimbangan vorticity pada sudu akhir turbin PLTU dengan adanya by pass aliran ke ekstraksi turbin	42

BAB 5 PERBANDINGAN HASIL PERHITUNGAN EXERGI.....	47
5.1 Hasil perhitungan exergi siklus –siklus biner	47
5.1.1 Hasil simulasi exergi PLTU konvensional	47
5.1.2 perhitungan exergi siklus biner satu tingkat tekanan	51
5.1.3 Hasil perhitungan exergi siklus biner dua tingkat tekanan	55
5.1.4 Siklus biner tiga tingkat tekanan	60
5.1.5 Ringkasan hasil perhitungan exergi pada alternatif siklus biner	60
5.1.6 Ringkasan hasil analisis termodinamika siklus biner PLTU	62
5.2 Perbandingan Unjuk kerja pembangkit	65
5.2.1 Perbandingan hasil perhitungan terhadap daya keluaran pembangkit	65
5.2.2 Perbandingan hasil perhitungan terhadap Peningkatan efisiensi Pembangkit	66
5.3 Perbandingan Aspek lingkungan	66
5.3.1 Penurunan limbah termal PLTU terhadap variasi tingkat tekanan siklus biner	66
5.4 Analisis keandalan dengan analisis sensitivitas.....	67
5.4.1 Variasi Beban PLTU Terhadap Beban dan Efisiensi Exergi Siklus Biner PLTU	67
5.4.2 Variasi Tekanan, Temperature Gas Pentana Terhadap Beban Dan Efisiensi Exergi	69
5.5 Analisis Termoekonomi.....	70
5.5.1 Biaya Exergi	70
5.5.2 Konsep aplikasi untuk siklus biner PLTU	71
5.5.3 Perhitungan tarif dengan Analisis Pro Forma	72
5.5.4 Input analisis keuangan pro forma.....	72
5.5.5 Biaya proyek pembangkit listrik.....	74
5.5.6 Hasil simulasi analisa Pro forma	76
5.5.7 Ringkasan hasil perhitungan Termoekonomik	76

5.5.8 Analisis Sensitivitas Keuangan	77
5.5.8.1 Sensitivitas harga bahan bakar terhadap harga listrik	77
5.5.8.2 Sensitivitas suku bunga bank terhadap harga listrik	79
BAB 6 PEMBAHASAN DAN KESIMPULAN	81
DAFTAR REFERENSI	



DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Siklus biner pembangkit listrik dengan fluida air raksa dan air – topping cycle.	7
Gambar 2.1	Diagram alir metodologi analisis	10
Gambar 2.2	Diagram alir analisis keekonomian	11
Gambar 3.1	Garis besar sistem interaksi dengan lingkungan	15
Gambar 3.2	Elemen Aliran fluida Normal	20
Gambar 3.3	Elemen Aliran fluida dengan <i>Spin</i>	20
Gambar 3.4	Diagram alir siklus Rankine	21
Gambar 3.5	Diagram T-s siklus Rankine	22
Gambar 3.6	Diagram alir ORC	23
Gambar 3.7	Diagram P-h, siklus rankine organic	23
Gambar 3.8	Diagram T-s perbedaan kurva kurva uap jenuh normal dan retrograde	24
Gambar 3.9	Neraca exergi dan biaya	28
Gambar 4.1	Diagram alir PLTU 100 MW konvensional	43
Gambar 4.2	P-h Diagram PLTU konvensional	35
Gambar 4.3	T-s Diagram PLTU konvensional	35
Gambar 4.4	Neraca energi PLTU	36
Gambar 4.5	Neraca exergi PLTU	36
Gambar 4.6	Diagram alir PLTU 100 MW dengan ekstraksi	36
Gambar 4.7	Desain sistem siklus biner PLTU dan sistem pendinginnya	38
Gambar 4.8	Diagram alir siklus biner -PLTU satu tingkat tekanan	39
Gambar 4.9	Skematik siklus biner PLTU dua tingkat tekanan	40
Gambar 4.10	Skematik siklus biner PLTU tingkat pertama	42
Gambar 4.11	Diagram P-h siklus biner SB2PLTU tingkat pertama	42
Gambar 4.12	Diagram T-s siklus biner SB2PLTU tekanan pertama	40

Gambar 4.13	Skematik siklus biner SB2PLTU tingkat 2	44
Gambar 4.14	Diagram P-h siklus biner SB2PLTU tingkat kedua	44
Gambar 4.15	T-s Diagram siklus biner SB2PLTU tekanan rendah	45
Gambar 5.1.a	Diagram kesetimbangan energi dan exergi PLTU 100 MW	48
Gambar 5.1.b	T-s Diagram siklus PLTU	49
Gambar 5.1.c	T-s Diagram siklus PLTU	49
Gambar 5.2 a	Diagram P-h siklus biner SB1PLTU 1 tingkat	51
Gambar 5.2 b	Diagram T-s siklus biner SB1PLTU 1 tingkat	51
Gambar 5.2 c	Diagram neraca kalor siklus biner PLTU satu tingkat tekanan	52
Gambar 5.3 a	Diagram P-h siklus biner SB2PLTU 2 tingkat	55
Gambar 5.3 b	Diagram T-s siklus biner SB2PLTU 2 tingkat	55
Gambar 5.3 c	Diagram neraca kalor siklus biner PLTU dua tingkat tekanan	56
Gambar 5.3 d	T-s Diagram siklus biner SB2 PLTU 2 Tingkat tekanan	63
Gambar 5.3 e	T-s Diagram siklus biner SB2 PLTU 2 Tingkat tekanan	64
Gambar 5.4	Kurva tipe pembangkit terhadap Daya keluaran	65
Gambar 5.5	Kurva tipe pembangkit terhadap Efisiensi	66
Gambar 5.5	Kurva tipe pembangkit terhadap energi limbah	67
Gambar 5.6	Variasi Beban beban PLTU terhadap keluaran siklus biner .	68
Gambar 5.7	Variasi efisiensi exergi terhadap terhadap variasi beban PLTU	68
Gambar 5.8	Variasi tekanan masuk turbin terhadap efisiensi exergi	69
Gambar 5.9	Variasi suhu masuk turbin terhadap efisiensi exergi	70
Gambar 5.9	Variasi suhu masuk turbin terhadap efisiensi exergi	70
Gambar 5.10	Neraca exergi dan biaya	71
Gambar 5.11.	Grafik variasi tarif listrik terhadap harga batu bara	79
Gambar 5.11.	Grafik variasi tarif listrik terhadap bunga bank	80

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Sifat termodinamika beberapa calon fluida kerja untuk siklus biner	24
Tabel 4.1	Persamaan energi dan Exergi sub sistem siklus biner 2 tingkat tekanan	40
Tabel 5.1	Hasil perhitungan Exergi siklus PLTU– Sistem Peralatan	49
Tabel 5.2	Hasil perhitungan Unjuk kerja PLTU Siklus biner dua tingkat tekanan	49
Tabel 5.3	Hasil perhitungan Exergi siklus Biner satu tingkat – Sistem Peralatan	53
Tabel 5.4	Hasil perhitungan Unjuk kerja PLTU Siklus biner satu tingkat tekanan	54
Tabel 5.5	Hasil perhitungan Exergi siklus Biner dua tingkat – Sistem Peralatan	57
Tabel 5.6	Hasil perhitungan Unjuk kerja PLTU Siklus biner dua tingkat tekanan	58
Tabel 5.7	Ringkasan hasil perhitungan unjuk kerja siklus biner PLTU	60
Tabel 5.9	Parameter input analisis keuangan	69
Tabel 5.10	Ringkasan biaya EPC untuk beberapa alternatif	70
Tabel 5.11	Evaluasi awal biaya proyek dalam US\$ per KW	71
Tabel 5.12	Hasil analisis proforma keuangan	73
Tabel 5.13	Hasil analisis termoekonomi	74

DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran 1 Tarif dasar listrik PLN
- Lampiran 2 Data operasi PLTU Gresik
- Lampiran 3 Ts dan Ph Diagram Normal Pentana
- Lampiran 4 Hasil simulasi gate cycle PLTU konvensional
- Lampiran 5 Hasil simulasi tempo cycle PLTU konvensional
- Lampiran 6 Hasil simulasi tempo cycle siklus biner PLTU 1 tingkat
- Lampiran 7 Hasil simulasi tempo cycle siklus biner PLTU 2 tingkat
- Lampiran 8 Hasil simulasi tempo cycle siklus biner PLTU 3 tingkat
- Lampiran 9 Hasil simulasi keuangan proforma PLTU konvensional
- Lampiran 10 Hasil simulasi keuangan proforma siklus biner PLTU alternatif 1
- Lampiran 11 Hasil simulasi keuangan proforma siklus biner PLTU alternatif 2
- Lampiran 12 Gambar Diagram P-h SB 2 PLTU
- Lampiran 13 Gambar Diagram T-s SB 2 PLTU

DAFTAR NOTASI

Tata nama ;

BLR	Boiler
CD	Kondenser
CS	Sistim pendingin
CF_t	Aliran tunai netto -Net Cash flow
CWP	Pompa air sirkulasi
DEA	Deaerator
EV	Evaporator
\dot{E}_x	Nilai Exergi (kW)
\dot{E}_{xdest}	Nilai Exergi yang rusak (kW)
\dot{E}_{xheat}	Perpindahan exergi bentuk kalor (kW)
EX _{KE}	exergi kinetik (kW)
EX _{TOTAL}	jumlah exergi (kW)
EX _{PE}	exergi potensial (kW)
EX _{PH}	exergi fisika (kW)
EX _{CH}	exergi kimia (kW)
FWP	Pompa air pengisi
h	Entalpi (kJ/kg)
k	suku bunga -Discount rate per period
NPV	Nilai sekarang netto
\dot{m}	Massa aliran (kg/s)
P	Pompa
PH	Pemanas awal
\dot{Q}	Rate of heat transfer (kW)
S	Entropi (kJ/kg.K)
T	Temperatur (K)
T_0	Temperatur lingkungan (K)
t	Lama periode .
T	Turbin

w Kerja spesifik (kJ/kg)

\dot{W} Daya (k W)

Simbol huruf yunani

ψ_e Exergy aliran spesifik keluar turbin

ψ_i Exergy aliran spesifik masuk turbin

η Efisiensi energi

η_{turb} Efisiensi isentropik Turbin

η_{pump} Efisiensi isentropik pompa

ε Efisiensi exergi

ψ Exergi aliran spesifik (kJ/kg)

W_{max} keluaran daya maximum

W_{rev} *Specific reversible work*(kJ/kg)

Indek

a Aktual

BF Bruto

des Kerusakan

exc Pemindah

FUNC Fungsional

gen *Generated*

heat Kalor

t Total

w Air

s Isentropik

0 *Dead state*

1,2, State points

i Masuk

e Keluar

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Krisis listrik nasional yang terjadi pada beberapa tahun terakhir ini merupakan kendala dalam percepatan pembangunan nasional, karena peningkatan, pengembangan produk, industri dan teknologi dipengaruhi oleh keandalan dan kualitas pasokan tenaga listriknya. Kajian perkembangan kelistrikan Indonesia diulas juga oleh Seung (Seung Hoon et al., 2006) Salah satu penyebab krisis saat itu adalah karena kesulitan ekonomi negara untuk menyediakan anggaran pembangunan pembangkit listrik yang baru, sehingga praktis pembangkit yang beroperasi saat ini mayoritas adalah pembangkit listrik yang dibangun sejak tahun 1980. Untuk mengatasi krisis dan kesenjangan akan tenaga listrik, maka pada saat ini perlu percepatan pembangunan pembangkit listrik yang baru dan serentak, namun kendalanya bila dibangun secara bersamaan akan memerlukan dana yang luar biasa besarnya yang dapat mempengaruhi alokasi anggaran nasional prioritas lain.

Bidang riset dan teknologi perlu mencari terobosan teknologi yang lain sebagai upaya untuk mengatasi masalah tersebut termasuk penelitian yang intensif untuk menaikkan unjuk kerja pembangkit yang ada semaksimal mungkin. Berbagai jenis pembangkit listrik nasional yang terpasang antara lain PLTGU, PLTG, PLTU dan PLTD. Pengamatan selama ini, ternyata efisiensi PLTU adalah efisiensi pembangkit yang paling rendah dibanding dengan pembangkit lainnya.

Secara teknis untuk saat ini jenis pembangkit listrik yang paling sesuai dengan potensi dan kondisi bahan bakar di Indonesia adalah PLTU, karena PLTU mempunyai fleksibilitas yang tinggi terhadap variasi jenis dan kualitas bahan bakar yang terdapat di Indonesia dan biaya operasinya rendah. Hal ini juga terlihat dari jumlah dan kapasitas PLTU yang terpasang di Indonesia saat ini lebih dari 40 unit dengan keluaran daya total lebih dari 15 GW,

(RUPTL, 2010) sehingga PLTU mempunyai populasi yang terbanyak dan dengan kapasitas yang terbesar.

Kelemahan dari PLTU konvensional yang terpasang saat ini adalah efisiensinya yang rendah yakni hanya sekitar 35%, (PLN, 2000) untuk kapasitas menengah ke atas, sedangkan untuk kapasitas kecil efisiensinya lebih rendah lagi lebih kecil dari 20%. Hal ini disebabkan karena sebagian besar kalor keluar dari siklus terbuang ke lingkungan, dimana kehilangan kalor yang terbesar dari PLTU konvensional adalah kalor yang dibuang ke kondenser, yakni untuk proses kondensasi uap yang keluar dari turbin agar menjadi air kondensat. Kondensat ini akan diresirkulasi sebagai air pengisi boiler. Besarnya limbah kalor yang dibuang ke kondenser ini adalah lebih besar lebih dari 50% (PLN, 2000) dan limbah kalor lainnya terbuang antara lain melalui gas buang dari cerobong asap dan ke udara lingkungan sekelilingnya.

Kalor yang diperlukan untuk proses kondensasi tersebut diserap oleh air pendingin yang selanjutnya dibuang ke laut lepas. Air yang keluar kondenser ini mempunyai temperatur lebih tinggi 2°C dari temperatur lingkungan, maka kalor yang dibuang ini adalah merupakan limbah kalor yang dapat mempunyai dampak lingkungan lautan atau perairan terbuka.

Dengan diundangkannya persyaratan pemenuhan standar kualitas lingkungan sesuai Keputusan Menteri Lingkungan Hidup (KLH, 2004) yang tidak mengizinkan dibuangnya limbah dengan temperatur lebih dari 2°C terhadap badan air lingkungan, maka hal ini merupakan peringatan untuk segera ditemukan solusi teknologi untuk penanganannya, apabila tidak, maka PLTU tersebut tidak diijinkan untuk beroperasi.

Salah satu alternatif teknologi yang dapat menyelesaikan dua masalah utama tersebut diatas yakni, pertama untuk peningkatan unjuk kerja PLTU dan yang kedua agar PLTU lebih ramah lingkungan adalah dengan aplikasi teknologi siklus biner *Advanced binary cycle* pada PLTU konvensional, yang

akan berfungsi mengkonversi limbah kalor tersebut menjadi tenaga tambahan sehingga akan memperoleh minimal dua keuntungan yakni yang pertama akan meningkatkan unjuk kerja pembangkit dan yang kedua akan menurunkan limbah kalor agar menjadi ramah lingkungan.

Pentingnya kajian ini adalah sebagai kontribusi ilmiah untuk meningkatkan unjuk kerja siklus Rankine atau PLTU yang ada saat ini dengan penambahan siklus biner dan dimana analisisnya menggunakan konsep exergi. Konsep dasar system ini adalah meningkatkan exergi dari limbah termal kondenser, agar bisa dimanfaatkan menjadi tambahan tenaga.

Hal ini dilaksanakan dengan cara uap buangan turbin yang semula dibuang ke kondenser, sebagian di bypass ke ekstraksi turbin tekanan rendah. Uap ekstraksi turbin tekanan rendah ini akan menjadi sumber kalor untuk pengoperasian siklus biner.

Dan system juga sebagai salah satu solusi teknologi untuk menurunkan dampak limbah PLTU terhadap lingkungan, sehingga nantinya pembangkit PLTU yang beroperasi saat ini akan bisa beroperasi dengan unjuk kerja yang lebih baik daripada sistem konvensional dan dapat memenuhi peraturan Amdal Nasional.

1.2 RUMUSAN PERMASALAHAN

Permasalahan utama yang menjadi objek penelitian ini meliputi :

- Rendahnya efisiensi PLTU konvensional
PLTU konvensional efisiensinya rendah yakni hanya sekitar 35%, hal ini disebabkan karena sebagian besar kalor tidak dapat dikonversi menjadi tenaga, sehingga sebagian kalor keluar dari siklus dan terbuang ke lingkungan.
- Limbah kalor PLTU saat ini tidak ramah lingkungan dan melebihi ambang batas standar.

- Limbah kalor PLTU yang dibawa air pendingin keluar lewat kondenser dan dibuang ke lingkungan atau laut lepas mempunyai temperatur lebih dari 2°C, hal ini dapat mempunyai dampak lingkungan, dan tidak memenuhi persyaratan standar kualitas lingkungan berdasarkan Keputusan Menteri Lingkungan Hidup (KLH, 2004).
- Biaya operasi PLTU cukup mahal.
Biaya operasi pembangkitan PLTU lebih mahal dibandingkan dengan PLTGU atau PLTA dikarenakan konsumsi bahan bakarnya boros sehingga biaya operasinya menjadi mahal, juga PLTU memiliki peralatan yang lebih banyak dibandingkan dengan pembangkit lain.

1.3 TUJUAN YANG INGIN DICAPAI

Penelitian ini bertujuan sebagai berikut ;

- Mendapatkan alternatif solusi untuk meningkatkan unjuk kerja PLTU konvensional dan mengatasi dampak lingkungan akibat limbah termal. Dalam analisis ini alternatif yang akan dianalisis adalah aplikasi siklus biner pada siklus bawah PLTU.
- Mengadakan analisis exergi beberapa variasi konfigurasi sistem siklus biner PLTU untuk mendapatkan konfigurasi pembangkit dengan unjuk kerja tertinggi dan limbah kalornya yang memenuhi standar lingkungan.
- Mendapatkan konsep siklus biner PLTU yang layak secara Teknoekonomi sehingga nantinya dapat dilaksanakan rancang bangun, pabrikasi oleh pabrikan nasional dan sebagai acuan rancang bangun peralatan peralatan siklus biner antara lain turbin biner, evaporator dan kondenser dan sebagainya.

1.4 BATASAN MASALAH

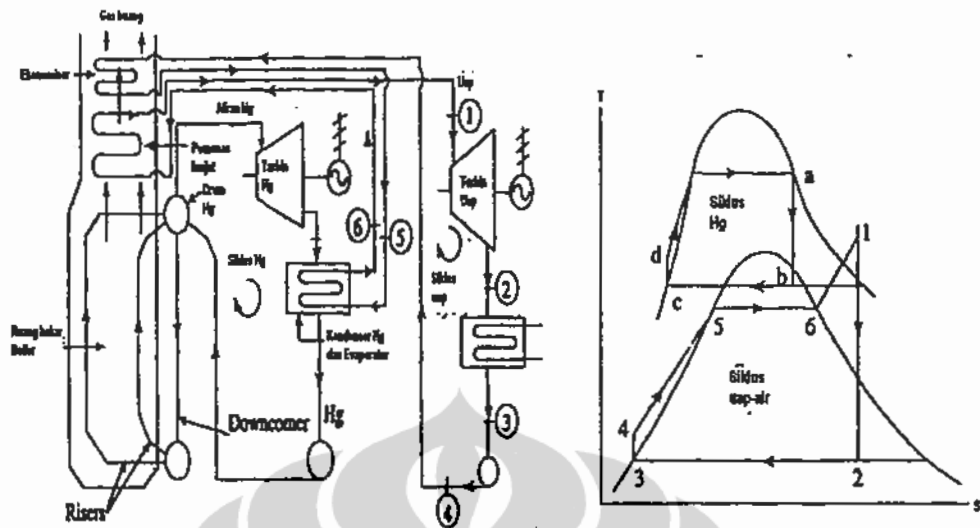
Beberapa batasan dan asumsi yang digunakan dalam analisis, simulasi dan perhitungan adalah sebagai berikut :

- Dalam melakukan simulasi, analisis siklus biner PLTU digunakan input data pada PLTU dengan kelas 100 MW yang sudah beroperasi yakni PLTU Gresik unit 1 & 2, 2 x 100 MW Jawa timur (TEPSCO, 1977), hal ini mengingat data disain dan data operasinya cukup lengkap.
- Analisis baik analisis exergi maupun analisis teknoekonomi akan dilakukan untuk siklus biner satu tingkat tekanan, dua tingkat tekanan dan tiga tingkat tekanan.
- Simulasi, analisis siklus dilaksanakan terutama hanya pada siklus biner, dengan pendingin kondenser adalah *once through* dan menggunakan air laut dengan temperatur disain *ambient* 30°C dan kelembaban udara 80% sesuai dengan standar disain yang biasa dipakai disain pembangkit milik PLN.
- Asumsi yang digunakan dalam kajian ini sebagai berikut :
 - 1) Sistem siklus biner PLTU beroperasi dalam kondisi *steady state*
 - 2) Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan
 - 3) Kondisi *dead state* diambil pada suhu 25°C dengan asumsi suhu terendah air laut .
 - 4) sistem dan proses diasumsi sebagai volume kontrol *steady state*
 - 5) Exergi kinetis, exergi potensial, dan exergi kimia diabaikan
 - 6) Kerugian kalor dan gesekan diabaikan
 - 7) Efisiensi isentropis turbin diambil 85% dan Efisiensi isentropis pompa diambil 75% , (DiDippo, 2005).
 - 8) Fluida pada kondenser dalam keadaan cair.
 - 9) Kerugian, kehilangan tekanan pada sistem pemipaan, termasuk pada katup- katup diabaikan. (DiDippo, 2005)

1.5 PENELITIAN TERDAHULU

Teknologi siklus biner entalpi rendah yang diperkenalkan pada dua dekade terakhir umumnya digunakan pada pembangkit listrik panas bumi -PLTP. (Bahaa saleh et al., 2007, Dipippo, 2004, Stephanie et al., 2005 dan Mortaza , 2010). Siklus biner PLTP merupakan siklus tertutup sesuai siklus Rankine - ORC (Organic rankine cycle), tipikal efisiensi energinya sekitar 8% sampai dengan 12% dan efisiensi exerginya mencapai sekitar 40% pada fluida panas bumi yang exergi spesifiknya sekitar 200 kJ/kg , (Kanoglu, 2002, Verschoorts et al. , 1995, Sohel et al., 2009, Yari, 2010 dan Wang et al., 2009) Siklus Kalina adalah siklus biner yang menggunakan fluida kerja campuran amonia dan air, system ini menunjukkan kenaikan efisiensi lebih besar dari 30% sampai dengan 60%. (Lolos P.A et al., 2009, Vitaly A et al., 2008).

Walaupun penelitian siklus biner sudah banyak dipublikasikan, namun belum ada yang mengadakan penelitian pemanfaatan dan analisis exergi siklus biner pada siklus bawah PLTU untuk peningkatan unjuk kerja PLTU dan analisis dampak positif penurunan kalor limbah kalornya terhadap lingkungan. Siklus biner pembangkit listrik dengan fluida air raksa dan fluida air - *topping cycle* (siklus temperatur tinggi) diperkenalkan oleh Emmet tahun 1925, (P.K Nag, 2002) sebagaimana terlihat pada gambar 1.1 dan tipe ini dikembangkan GE USA tahun 1950 dengan kapasitas 40 MW efisiensinya tinggi sampai 50% namun sampai saat ini belum operasi komersial karena masih terus diteliti untuk penyempurnaannya. Kajian awal untuk Siklus biner PLTU adalah terdiri dari siklus biner satu tingkat tekanan menunjukkan bahwa dibandingkan dengan PLTU konvensional efisiensinya meningkat sekitar 4,5% dan energi limbah termalnya menurun sampai 14%. (Rasyid et al., 2007).



Gambar 1.1 Siklus biner pembangkit listrik dengan fluida air raksa dan air – topping cycle. Sumber dari (P.K Nag, 2002)

Kajian berikutnya adalah siklus biner PLTU dua tingkat tekanan yang menunjukkan kenaikan efisiensinya meningkat menjadi lebih dari 10% , (Rasyid et al., 2007) dan kenaikan keluaran generator lebih dari 10 %. Kajian termoekonomi dilaksanakan pada tahun 2008 yang menunjukkan bahwa secara teknoekonomi layak dan biaya pembangkitan listriknya lebih rendah dari pada PLTU konvensional. (Rasyid et al., 2008)

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

Disertasi ini terdiri dari enam bab yang dilengkapi dengan daftar rujukan dan lampiran.

Bab 1 Pendahuluan membahas tentang latar belakang, perumusan permasalahan, tujuan yang ingin dicapai, batasan masalah, metodologi penelitian, penelitian terdahulu dan sistematika penulisan.

Bab 2 Menguraikan metodologi dari analisis yang akan dilaksanakan yang meliputi analisis termodinamika, analisis keekonomian dan pemanfaatan perangkat lunak untuk simulasi.

Bab 3 Kajian literatur yang berisi tentang ulasan umum hukum termodinamik yang mendasari teori exergi dan uraian konsep exergi, konsep umum, komponen exergi, definisi exergi dari aliran, neraca

energi, exergi dari aliran fluida, analisis exergi dan efisiensi exergi. Analisis aliran energi dan exergi hasil simulasi exergi dapat digambarkan secara grafis dengan menggunakan diagram Grassman. Siklus Rankine dan siklus organik Rankine–ROC akan diuraikan secara garis besar, hal ini diperlukan dengan mengingat bahwa siklus biner ini akan menggunakan dasar siklus organik Rankine. Dasar - dasar analisis teknoekonominya juga dibahas secara garis besar termasuk penjelasan parameter dan kriteria analisisnya.

Bab 4 Menguraikan tentang aplikasi analisis exergi siklus biner - PLTU dari mulai secara umum, pembahasan konsep pengembangan PLTU- biner siklus dasar, uraian sistim dan aplikasi analisis exerginya.

Bab 5 Menjelaskan perbandingan hasil perhitungan exergi dari siklus –sikus biner, yang meliputi perbandingan unjuk kerja pembangkit untuk beberapa alternatif, kemudian menguraikan perbandingan aspek lingkungan, analisis keandalan dengan analisis sensitivitas dan terakhir menguraikan tentang analisis teknoekonominya.

Bab 6 Kesimpulan, meliputi konfirmasi bahwa limbah termal PLTU dapat dimanfaatkan untuk meningkatkan unjuk kerja pembangkit dengan pemasangan siklus biner. Konfirmasi konfigurasi pembangkit siklus biner PLTU yang unjuk kerjanya terbaik, konfirmasi bahwa aspek lingkungan layak dan dampak lingkungannya memenuhi persyaratan amdal nasional, serta konfirmasi segi kelayakan keekonomiannya dan harga listriknya lebih murah.



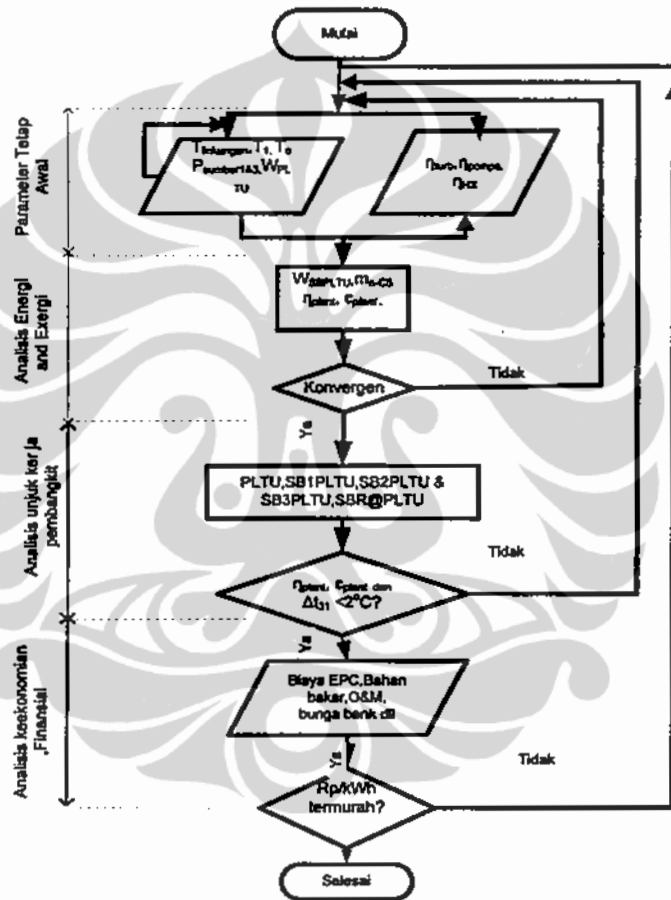
BAB 2 METODOLOGI

2.1 ANALISIS TERMODINAMIKA

Analisis termodinamika dalam penelitian ini terutama ditekankan pada analisis exergi, karena dengan analisis exergi dapat dianalisis kerugian-kerugian energi dari peralatan dan sub-sistem, sehingga dengan demikian dapat dianalisis metoda untuk mengurangi kerugian kerugian sistemnya dan akhirnya akan dapat meningkatkan unjuk kerja sistem. Ringkasan metodologi ditunjukkan pada Gambar 2.1. Tahapan awal analisis adalah pengambilan data PLTU yang akan dipakai sebagai input untuk sumber panas pengoperasian siklus biner, yakni data teknis PLTU Gresik 2 x 100 MW yang sudah beroperasi saat ini. Data PLTU ini dipakai sebagai acuan system ini karena data disain dan data operasinya cukup lengkap sebagai acuan disain siklus biner PLTU, didalam data utama PLN (PT PLN 2000, TEPCO 1977)

Berdasarkan data tersebut dibuat diagram kesetimbangan energi (heat balance diagram) dan pada diagram tersebut ditambahkan satu saluran ekstraksi yang akan dipakai untuk menyalurkan uap ekstraksi ke *evaporator* siklus biner. Neraca energi ini kemudian disimulasikan dengan menggunakan perangkat lunak *Gate cycle-USA*, untuk analisis energi unjuk kerja pembangkit dan untuk beberapa variasi kapasitas dan variasi kondisi uap ekstraksi, mengingat perangkat lunak ini belum dilengkapi dengan simulasi exergi maka analisis exerginya dilaksanakan juga dengan menggunakan perangkat lunak *CycleTempo 5.0* (Delft University, 2006). Tahap berikutnya adalah menetapkan nilai dan kondisi Parameter tetap dan parameter variabel utama yang diperlukan sebagai input analisis exergi pembangkit siklus biner – PLTU. selanjutnya simulasi analisis exergi dilaksanakan dengan menggunakan perangkat lunak *CycleTempo 5.0* (Delft University, 2006). Perhitungan analisis keekonomian digunakan perangkat lunak kalkulasi berdasarkan *spread sheet*. Parameter tetap meliputi parameter lingkungan, parameter unjuk kerja peralatan, antara lain efisiensi turbin, pompa,

alat penukar kalor, termasuk penentuan batasan dan asumsi. Untuk simulasi pertama adalah satu konfigurasi siklus biner yakni siklus biner PLTU satu tingkat tekanan, disimulasi sampai diperoleh unjuk kerja yang optimum dan *konvergen* artinya dari catatan hasil perhitungan perangkat lunak menunjukkan tidak ada catatan kesalahan, peringatan salah inputan atau kesalahan perhitungan. Selanjutnya adalah membuat analisis perhitungan exergi, unjuk kerjanya.



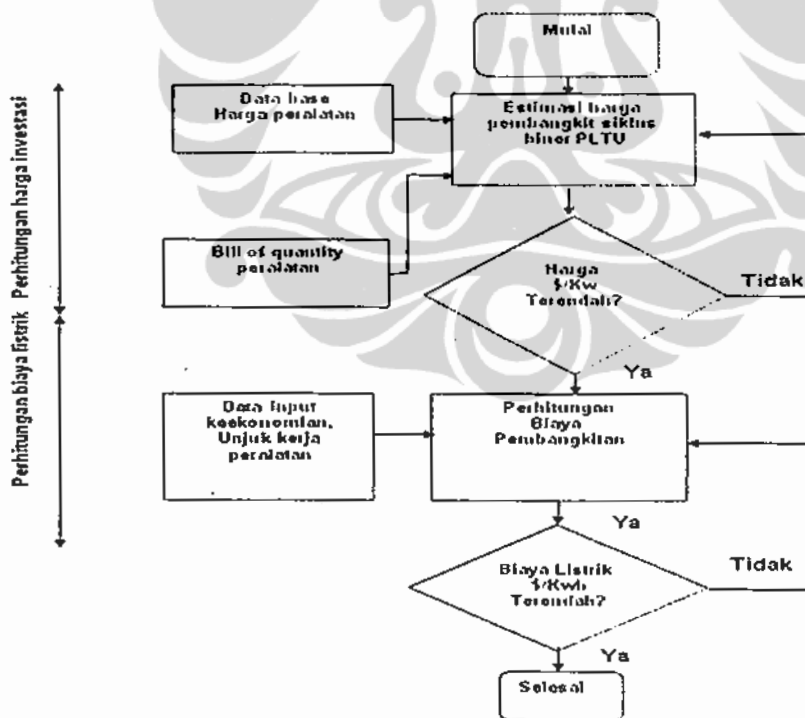
Gambar.2.1. Diagram alir metodologi analisis

Membuat simulasi analisis exergi ,unjuk kerja untuk beberapa konfigurasi berikutnya yakni siklus biner PLTU dengan 2 tingkat tekanan dan 3 tingkat tekanan sampai terpilih konfigurasi yang paling optimum. Kemudian dilaksanakan simulasi sensitivitas pada alternatif konfigurasi yang paling tinggi unjuk kerjanya

dengan inputan parameter yang bervariasi meliputi variasi beban, kondisi uap ekstraksi yang masuk siklus, tekanan dan suhu operasi fluida kerja dalam siklus biner yang bervariasi. Dari hasil analisis diperbandingkan unjuk kerja pembangkit, efisiensi energi siklus, masing-masing tipe siklus biner dianalisis, dievaluasi dan dipilih tipe pembangkit mana yang paling baik unjuk kerjanya dan limbah termalnya yang memenuhi ketentuan standar lingkungan.

2.2 ANALISIS KEEKONOMIAN

Analisis keekonomian siklus biner untuk pembangkit listrik terdiri dari beberapa tahapan yang pertama adalah analisis investasi yang didasarkan biaya investasi yang terendah dibagi dengan produksi tenaga listrik yang dibangkitkan. Tahap berikutnya adalah perhitungan untuk menghitung tarif listrik yang menggunakan hasil analisis proforma financial dari tahap sebelumnya. Secara garis besar metodologi analisis keekonomian dapat digambarkan pada flow chart gambar 2.2.



Gambar 2.2. Diagram alir analisis keekonomian

2.3. PEMANFAATAN PERANGKAT LUNAK UNTUK OPTIMASI

Beberapa perangkat lunak yang digunakan dalam kalkulasi, simulasi, analisis dan urutan pemakaiannya diuraikan sebagai berikut ;

1. Perangkat lunak Soft ware gate cycle Version 5.61, perangkat lunak ini dikembangkan dan dibuat oleh General Electric USA. Saat ini merupakan perangkat lunak yang banyak dipakai oleh konsultan lokal maupun konsultan internasional dalam melakukan perhitungan terinci meliputi perhitungan unjuk kerja pembangkit dan perhitungan spesifikasi peralatan peralatan pembangkit sehingga memenuhi syarat dipakai untuk tender EPC dan terutama khusus untuk simulasi siklus Turbin gas, PLTU dan PLTGU dan fluida kerjanya hanya untuk air dan uap. Dalam disertasi ini digunakan hanya pada simulasi awal untuk siklus PLTU, yakni untuk mengetahui unjuk kerja PLTU yang akan dipakai sebagai acuan PLTU yang akan dipasang siklus biner, dan untuk mengetahui secara rinci unjuk kerja PLTU tersebut bilamana ekstraksi uapnya digunakan siklus biner.
2. Perangkat lunak cycle Tempo (Delft university 2006 Release 5) perangkat lunak ini dikembangkan dan dibuat oleh Technische univesiteit Delft, Nederland. Saat ini merupakan perangkat lunak yang bisa dipakai untuk simulasi siklus refrigerasi dan siklus pembangkit listrik. Kelebihan perangkat lunak ini adalah bisa untuk simulasi siklus dengan menggunakan beberapa fluida kerja selain air. Dalam disertasi ini perangkat lunak ini digunakan untuk simulasi, perhitungan exergi unjuk kerja siklus biner PLTU.
3. Perangkat lunak perhitungan keekonomian dan analisis sensitivitasnya menggunakan perangkat lunak yang berbasis *spread sheets*.



BAB 3 KAJIAN LITERATUR

3.1 PENDAHULUAN

Bab ini menguraikan konsep dari analisis exergi, dimana konsep ini didasarkan pada hukum ke II termodinamika. Analisis ini dibatasi pada sistem terbuka yang beroperasi pada kondisi stabil - *steady state*, mengingat aplikasinya adalah untuk semua jenis pembangkit listrik termasuk pada PLTU dan pembangkit siklus biner, saat beroperasi pada kondisi disainnya. Selanjutnya ditunjukkan bahwa analisis exergi adalah perangkat analisis yang paling tepat untuk menganalisis konsumsi exergi dan exergi yang hilang dalam proses pembangkit listrik dan juga untuk desain ulang pembangkit yang memperhitungkan efisiensi pembangkit sebagai pertimbangan utama. Dan dengan analisis exergi kualitas energi dapat dianalisis lebih rinci sehingga lebih mudah untuk menganalisis peningkatan unjuk kerja suatu sistem. (DiDippo, 2005)

- **Hukum pertama untuk sistem terbuka *steady state***

Walaupun analisis exergi sangat tergantung pada hukum II termodinamika, namun juga dilandasi hukum I termodinamika, yakni energi akan kekal dalam tiap proses sewaktu transformasi dari bentuk satu ke bentuk lainnya.

Dimulai dengan persamaan dasar hukum I termodinamika untuk sistem terbuka dengan operasi kondisi stabil. Secara garis besar sistem terbuka adalah suatu zat yang memotong batasan sistem selama proses berlangsung dalam operasi kondisi stabil, nilai semua parameter termodinamika pada tiap titik tetap konstan terhadap skala waktu. (DiDippo, 2005, Vidala et al., 2006).

Persamaan kerja umum hukum I termodinamika adalah

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = -\sum_{i=1}^n \dot{m}_i (h_i + 0.5v_i^2 + gz_i) \quad (3.1)$$

Prinsip dari kekekalan massa pada kondisi stabil memerlukan

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i = 0 \quad (3.2)$$

Dengan catatan bila menggunakan persamaan (3.1), aliran massa dinyatakan positif bila masuk dan negatif bila keluar sistem. Konvensi ini memudahkan untuk menulis persamaan dalam bentuk penjumlahan dan dapat digunakan dengan teliti.

- **Hukum II termodinamika untuk sistem terbuka kondisi stabil**

Sebagai kajian, rumus umum hukum II termodinamika sistem terbuka, sebelum ditulis yang khusus untuk sistem kondisi stabil, dapat ditulis (DiDippo, 2005)

$$\dot{\theta}_p = \frac{dS}{d\tau} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} \quad (3.3)$$

Arti fisik integral pada sub persamaan terakhir adalah menggambarkan suatu penjumlahan yang diambil dari seluruh luasan permukaan dari sistem terbuka, selama waktu proses, dari semua tingkat penambahan pemindahan kalor, dibagi dengan temperature absolutnya. Sewaktu hanya pada operasi sistem kondisi stabil, derivatif-derivatif parameter termodinamika akan hilang semuanya dan persamaan kerja berkurang menjadi,

$$\dot{\theta}_p = - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} \quad (3.4)$$

3.2 KONSEP EXERGI

3.2.1 Konsep umum

Konsep dasar dari exergi adalah keluaran kerja maksimum yang secara teoritis dapat diperoleh dari suatu zat pada kondisi termodinamika tertentu, relative terhadap lingkungannya. Definisi exergi ini sangat luas, disini kita hanya mendalami pada sistem terbuka pada kondisi stabil. Sebuah sistem dapat menerima atau mengeluarkan fluida dari (atau ke) sekelilingnya, dan memindahkan panas dan kerja terhadap sekelilingnya.

Untuk mendapatkan daya keluaran maksimum dari operasi suatu system, dan agar mencapai hasil yang ideal, ada dua kondisi termodinamika yang perlu dipenuhi;

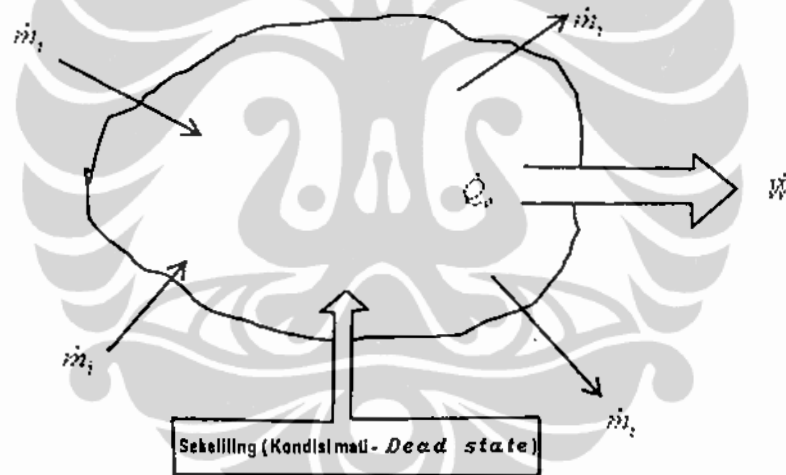
- 1) Semua proses yang berlangsung dalam sistem harus reversibel sempurna

2) Kondisi fluida yang keluar sistem harus dalam kesetimbangan termodinamika dengan lingkungan.

Kondisi pertama yang dimaksudkan adalah tidak ada kerugian yang terjadi akibat gesekan dan turbulen atau sumber dari *irreversibility*. Kondisi kedua yang dimaksudkan adalah fluida yang keluar tidak mempunyai potensi lagi untuk menghasilkan kerja terhadap sekelilingnya. Sebagai konsekuensinya dari kondisi (1) bahwa $\dot{\theta}_p$ dalam persamaan (3.4) akan hilang, maka;

$$-\sum_{i=1}^n \dot{m}_i s_i - \int_{T_1}^{T_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} = 0 \quad (3.5)$$

Secara umum untuk setiap sistem jenis yang kita kaji, semua perpindahan kalor dapat dipandang sepenuhnya sebagai suatu interaksi dengan lingkungan.



Gambar 3.1. Garis besar Sistem -Interaksi dengan lingkungan

3.2.2 Komponen Exergi

Exergi dapat dihitung dengan berbagai macam cara, namun dalam rangka menggunakan exergi pada proses yang disertai perubahan komposisi kimia maka untuk tepatnya dapat dibagi dalam 4 komponen yakni exergi kinetik Ex_{KE} exergi potensial Ex_{PE} , exergi fisika Ex_{PH} , dan exergi kimia Ex_{CH} . Jumlah exergi dari suatu aliran, Ex_{TOTAL} dapat dinyatakan sebagai, (I.Dincer et al., 2007, T.J.Kotas, 1985, dan Kanoglu M. et al., 2008):

$$Ex_{TOTAL} = Ex_{KE} + Ex_{PE} + Ex_{PH} + Ex_{CH} \quad (3.6)$$

Kedua Ex_{KE} dan Ex_{PE} adalah energi tingkat tinggi yang secara utuh dapat dikonversi jadi kerja, sedangkan Ex_{PH} dan Ex_{CH} adalah energi tingkat rendah dimana konversi aliran harus melalui proses fisik dan kimia sewaktu berinteraksi dengan lingkungan. Energi spesifik total yang didasarkan pada basis massa dinyatakan sebagai.

$$ex_{TOTAL} = ex_{KE} + ex_{PE} + ex_{PH} + ex_{CH} \quad (3.7)$$

Dalam kajian ini hanya terkait dengan exergi fisika karena mengingat proses ini berlangsung pada aliran dengan komposisi kimia yang tetap. Karena itu exergi dinyatakan sama dengan maksimum kerja pada aliran zat yang dibawa dari kondisi awal ke kondisi lingkungan yang dinyatakan dengan P_o dan T_o . Proses fisika yang terkait dengan interaksi termal dengan lingkungan, (Kotas, 1985, John A, 1980);

$$Ex_{TOTAL} = Ex_{PH} = m_i [(h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o)] \quad (3.8)$$

3.2.3 Exergi fisika aliran fluida

Exergi dari suatu aliran fluida dapat didefinisikan sebagai jumlah kerja maksimum yang dapat diperoleh dari suatu aliran, dari kondisi awal ke kondisi *dead state* dengan proses reversibel, dan selama aliran berinteraksi dengan lingkungan.

Dead state adalah kondisi proses yang berlangsung dalam kesetimbangan kimia, termal dan mekanis dengan sekelilingnya. Ini artinya, proses akan mempunyai komposisi kimia, temperature dan tekanan yang sama dengan sekelilingnya.

Selanjutnya dua kondisi yang ditentukan pada sub bab 3.2.1 diatas digunakan pada persamaan hukum I dan II, sampai didapatkan sebuah persamaan kerja exergi. Secara ringkas, kita dapat mempelajari dari sistem sederhana yang mempunyai proses kondisi stabil dan terbuka, yakni satu saluran dengan dua lubang, satu lubang masuk dan satu lubang keluar. Untuk saat ini energi kinetik dan energi potensial diabaikan maka persamaan (3.1) menjadi, (DiDippo, 2005).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

Dimana indeks s pada \dot{W} dihilangkan untuk penyederhanaan, selama pemindahan panas hanya antara sistem dan *dead state*, maka persamaan (3.5) dan (3.9) menjadi;

$$\dot{Q}_o - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

$$-\dot{m}(s_1 - s_2) - \frac{\dot{Q}_o}{T_o} = 0 \quad (3.11)$$

persamaan (3.11) dipecahkan untuk dapatkan \dot{Q}_o dan disubstitusikan dengan persamaan (3.10), didapat:

$$\dot{W} = \dot{m}[h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2)] \quad (3.12)$$

akhirnya digunakan kondisi titik 2 untuk ditetapkan sebagai kondisi keluaran 2 yang diidentikkan dengan *dead state*, dan untuk mendapatkan keluaran daya maksimum. (John A, 1980, Jan Szargut, 2005).

$$\dot{W}_{\max} \Rightarrow \dot{E}_x = \dot{m}[h_1 - h_o - T_o(s_1 - s_o)] = \dot{m}e \quad (3.13)$$

Keluaran daya maksimum \dot{W}_{\max} ini dikenal dengan nama **Exergi** \dot{E}_x dan persamaan dalam kurung adalah exergi spesifiknya;

$$e_i = h_1 - h_o - T_o(s_1 - s_o) \quad (3.14)$$

3.2.4 Keseimbangan Energi dan Exergi dari aliran fluida

Keseimbangan Energi dan Exergi aliran fluida dalam suatu sistem selama interval waktu tertentu dapat ditulis sebagai berikut, (I.Dincer, 2007):

$$\text{Energi input} - \text{Energi keluaran} = \text{Akumulasi energi} \quad (3.15)$$

$$\text{Exergi input} - \text{Exergi keluaran} - \text{Konsumsi Exergi} = \text{Akumulasi exergi} \quad (3.16)$$

Persamaan tersebut diatas menggambarkan bahwa terdapat perbedaan penting antara Energi dan Exergi. Energi adalah kekal sedangkan Exergi berkurang dengan adanya *irreversibility*. Exergi menunjukkan kualitas dari energi dan pada setiap proses aktual tidak kekal akan tetapi akan rusak atau hilang.

Kesetimbangan massa, kesetimbangan energi dan kesetimbangan exergi untuk suatu sistem *steady state* dapat ditulis sebagai berikut, (Mortaza, 2010):

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (3.17)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (3.18)$$

$$\dot{E}x_{heat} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_i \psi_i + \dot{E}x_{dest} \quad (3.19)$$

Dimana \dot{Q} dan \dot{W} adalah masukan energi panas dan kerja, \dot{m} adalah laju aliran dari aliran fluida, h adalah entalpi fluida, ψ adalah exergi aliran spesifik yang didefinisikan sebagai (\dot{E}_x / \dot{m}) , notasi i dan e adalah posisi masuk dan keluar, $\dot{E}x_{dest}$ adalah exergi yang hilang dan $\dot{E}x_{heat}$ adalah perpindahan exergi netto dari panas pada temperatur T , dimana ini di nyatakan dengan, (Jan Szargut, 2005):

$$\dot{E}x_{heat} = \sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q} \quad (3.20)$$

T adalah temperatur dimana perpindahan panas belangsung, exergi aliran spesifik dan jumlah exergi total adalah, (DiDippo, 2005, Mortaza, 2010)

$$\dot{E}_x = \dot{m}(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.21)$$

Dimana simbol $_0$ menunjukkan batasan untuk *dead state*.

3.2.5 Efisiensi exergi

Efisiensi exergi secara umum didefinisikan sebagai: (DiDippo, 2005, Bejan A, 1996)

$$\varepsilon = \left(\frac{\text{produk} - \text{Exergi}}{\text{Total exergi input}} \right) \quad (3.23)$$

Persamaan persamaan exergi untuk pembangkit siklus biner PLTU dan juga untuk setiap proses sejenis akan menggunakan definisi tersebut diatas. Analisis termodinamika dari sistem daya umumnya merupakan verifikasi dari unjuk kerja dari masing masing komponen sistem.

Efisiensi hukum kedua termodinamika yakni efisiensi exergi dari sebuah turbin adiabatik dapat didefinisikan sebagai suatu ukuran sejauh mana exergi aliran dari fluida dimanfaatkan menjadi daya keluaran kerja poros turbin, (DiDippo, 2005):

$$\varepsilon_{\text{turb,func}} = \frac{w_a}{w_{\text{rev}}} = \frac{w}{\psi_i - \psi_e} = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_e - T_0(s_i - s_e)} \quad (3.24)$$

Dimana w_{rev} adalah kerja reversibel yang merupakan jumlah dari kerja aktual dan *irreversibility*. Efisiensi exergi bruto atau efisiensi exergi universal dari turbine adiabatik dapat didefinisikan sebagai rasio dari exergi yang terkait dengan keluaran energi yang diharapkan dan terhadap energi yang dikeluarkan untuk mencapai daya keluaran yang diinginkan;

$$\varepsilon_{\text{turb, BF}} = \frac{w + \psi_e}{\psi_i} \quad (3.25)$$

Dimana;

ψ_e = Exergi aliran spesifik keluar turbin.

ψ_i = Exergi aliran spesifik masuk turbin.

Efisiensi exergi functional dari sebuah pompa didefinisikan sebagai, (Bejan A, 1996)

$$\varepsilon_{\text{pump, FUNC}} = \frac{w_{\text{rev}}}{w_a} = \frac{h_i - h_e - T_0(s_i - s_e)_e}{h_i - h_e} \quad (3.26)$$

Efisiensi exergi bruto atau universal dari pompa didefinisikan sebagai, (Kotas, 1985)

$$\varepsilon_{\text{pump, BF}} = \frac{\psi_e}{\psi_i + |w_i|} \quad (3.27)$$

Efisiensi exergi dari alat pemindah kalor untuk pembangkit listrik ditentukan oleh peningkatan exergi aliran dari sisi dingin dibagi dengan penurunan exergi dari aliran sisi panas, (Bejan A, 1996)

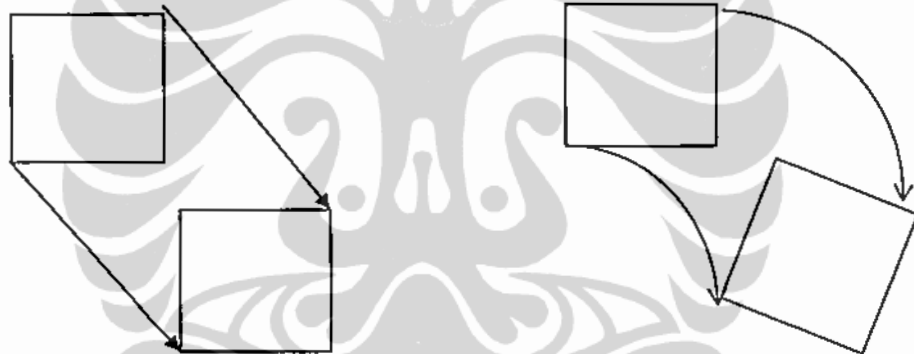
$$\varepsilon_{heat,esc} = \frac{(\dot{E}_e - \dot{E}_i)_{cold}}{(\dot{E}_i - \dot{E}_e)_{hot}} = \frac{\dot{m}_{cold} (h_c - h_i - T_0 (s_c - s_i))_{cold}}{\dot{m}_{hot} (h_i - h_e - T_0 (s_i - s_e))_{hot}} \quad (3.28)$$

dimana \dot{m}_{cold} dan \dot{m}_{hot} masing masing adalah aliran massa dari sisi dingin dan sisi panas.

3.2.6 Konsep *Vorticity* Aliran Fluida dalam sudu turbin

1) *Vorticity* dalam fluida dinamika

Vorticity dalam fluida dinamika, adalah sebagai kecenderungan elemen dari fluida untuk *spin* atau cenderung untuk berputar sebagaimana di tunjukkan pada gambar 3.2 dan 3.3. Fenomena ini dapat terjadi pada sudu akhir turbin uap, bila aliran uap tidak sesuai dengan desainnya (KC. Cotton, 1998. GK. Batchelor, 2000).



Gambar 3.2 Aliran Normal

Gambar 3.3 Aliran dengan *Spin*

Vorticity adalah yang terkait dengan jumlah sirkulasi atau rotasi dalam fluida. *Vorticity* rata-rata ω_{av} didefinisikan sebagai jumlah sirkulasi pada daerah batasan yang sangat kecil dibagi dengan luasan daerah tersebut:

$$\omega_{av} = \frac{C}{A} \quad (3.29)$$

dimana C dan A masing-masing adalah jumlah sirkulasi daerah batasan yang sangat kecil dan luasan daerah batasan.

dan

$$B = \frac{p - p_{\infty}}{\rho} + \frac{1}{2} [(U_{\infty} + u) \cdot (U_{\infty} + u) - U_{\infty} \cdot U_{\infty}] \quad (3.31)$$

dan,

$$\omega = \nabla \times u \quad (3.32)$$

Dimana :

B : Entalpi stagnan fluida spesifik

u : Vektor kecepatan terganggu

ω : Vektor *Vorticity*

U_{∞} : Vektor kecepatan aliran bebas –*freestream*

P : Densitas fluida

3.2.7 kajian keandalan perangkat lunak yang digunakan .

Perangkat lunak yang dipakai dalam analisis siklus binur PLTU ini adalah cycle tempo TU Delf, perangkat lunak ini dapat digunakan untuk membuat konfigurasi siklus *heat balance*, *mass balance* dan *exergy balace*, membuat simulasi perhitungan dengan menggunakan kaidah termodinamika dan persamaan matematik . Untuk mengkaji keandalan dan ketelitiannya, penulis sudah mengadakan verifikasi menggunakan perhitungan manual dengan perangkat lunak Microsoft excel dan juga menggunakan perangkat lunak EES engineering equitation solver – Mc Graw Hill yang hasilnya relative tidak berbeda , sehingga cukup akurat untuk simulasi lebih lanjut.

3.3. SIKLUS RANKINE

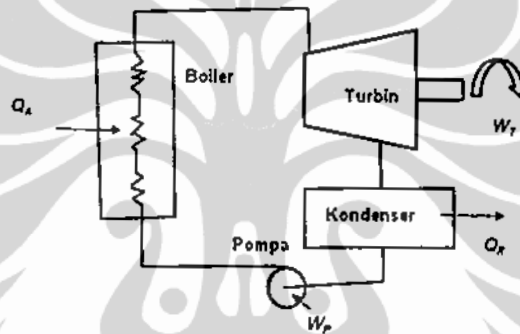
3.3.1. Pendahuluan

Sejak siklus Clausius - Rankine (C-R) diperkenalkan sebagai siklus air-uap untuk pembangkit tenaga atau listrik sudah lebih dari 100 tahun yang lalu sebagaimana diuraikan oleh Aleksandra (Aleksandra B et al., 2007), maka siklus tersebut dipakai sebagai standar untuk siklus pembangkit listrik tenaga uap dan tetap aktual sampai saat ini. Sedangkan siklus diesel ideal adalah siklus gas dan siklus

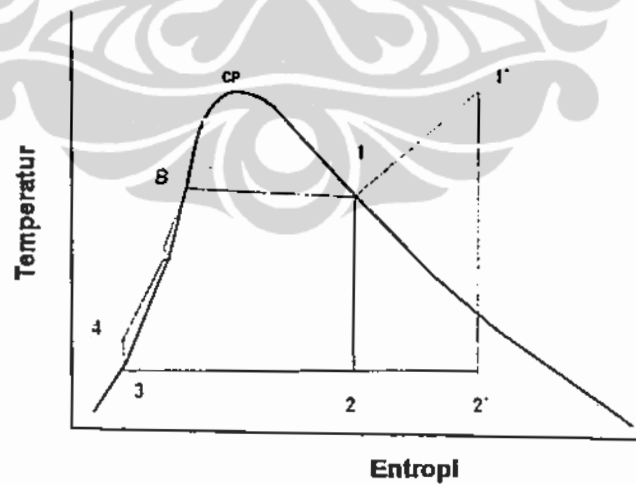
pembangkit tenaga listrik sampai hari ini dan akan terus dipakai dimasa depan. Bagian ini menguraikan khusus untuk siklus Rankine, dalam bentuk sederhana yang ideal dan siklus rankine dengan regenerasi, karena kedua bentuk siklus ini akan diaplikasikan pada siklus biner PLTU dalam disertasi ini. (Babcock W, 1992, PK Nag, 2002).

3.3.2 Siklus ideal Rankine

Karena siklus Rankine merupakan siklus air – uap, maka lebih jelas untuk menggambarkan nya pada diagram T-S yang menggambarkan cairan saturasi dan garis garis uap dari fluida kerja air. Gambar 3.4 menunjukkan sebuah diagram alir sederhana untuk siklus Rankine.



Gambar.3.4. Diagram alir siklus Rankine



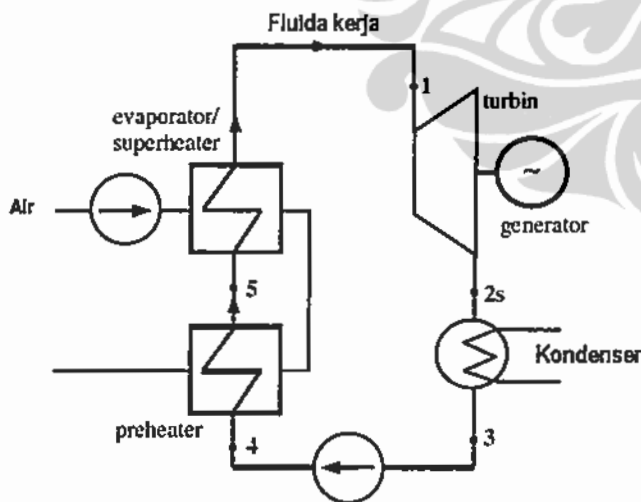
Gambar 3.5. Diagram T-s siklus Rankine

Gambar 3.5 menunjukkan diagram T-s siklus ideal Rankine, garis kurva disebelah kiri dari titik kritis (CP) merupakan garis kurva cairan jenuh. Daerah di sebelah kiri dari garis ini merupakan daerah pendinginan lanjut (subcooled).

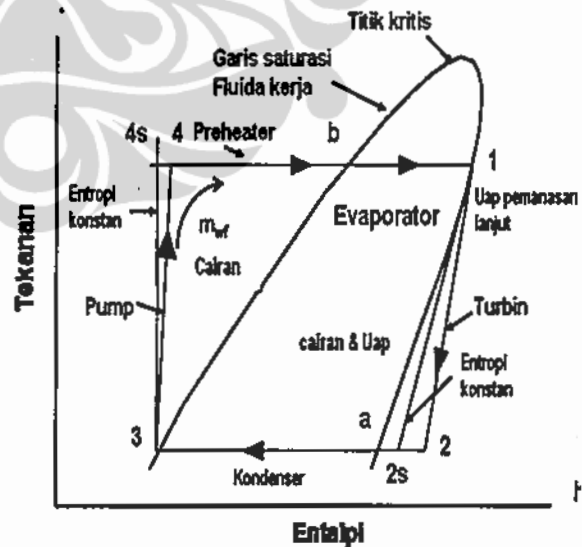
Garis kurva disebelah kanan dari titik kritis (CP) merupakan garis uap jenuh. Daerah di sebelah kanan garis ini merupakan daerah pemanasan lanjut (superheat). Daerah yang berada dibawah kubah mewakili daerah campuran cairan dan uap (liquid-vapor) yang kadang disebut daerah basah.

3.4 SIKLUS RANKINE ORGANIK

Siklus Rankine organik yang disingkat ORC secara prinsip siklusnya sama dengan siklus rankine air-uap sederhana, bedanya hanya pada fluida kerja yang dipakai adalah fluida dengan titik penguapan yang lebih rendah dari air atau refrigerant, gambar skematik instalasi ORC yang beroperasi pada temperature rendah terlihat pada gambar 3.6 . Diagram T-s ORC ditunjukkan pada gambar 3.7 dan juga terlihat bentuk kurva ekspansi gas fluida kerja nya dalam siklus bentuknya umumnya positif. (Chuster A. et al, 2009, Verschoorts et al., 1995).



Gambar.3.6. Diagram alir ORC



Gambar 3.7. Diagram P-h, siklus rankine organik

Pembangkit listrik dengan siklus ORC yang pertama dibangun adalah di Pembangkit listrik Paratunsky Rusia, yang dibangun tahun 1965 sampai dengan 1967 sebagai sumber panasnya adalah sumber panas bumi dimana pada saat itu digunakan fluida kerja R 12 sebagaimana juga hal ini diuraikan oleh (Aleksandra et al, 2007).

3.5 PEMILIHAN FLUIDA KERJA

Pemilihan Fluida kerja mempunyai pengaruh besar terhadap unjuk kerja dari pembangkit siklus biner, untuk siklus biner yang paling banyak dipakai di ladang panas bumi adalah R114, Pentana, butana dan propana. (Dipippo, 2005). Karakteristik sifat atau properti termodinamika dari beberapa fluida kerja yang umum dipakai untuk siklus biner ditunjukkan pada tabel 3.1. Analisis perbandingan pemakaian fluida kerja lainnya serta perbandingannya untuk fluida kerja natural dan sintesis telah diuraikan pada penulis sebelumnya, (Aleksandra et al., 2007) dan (Stepani et al., 2005). Karakteristik lain yang penting dari calon fluida biner adalah bentuk kurva saturasi sebagaimana ditunjukkan pada koordinat diagram T-s terlihat pada gambar 3.8

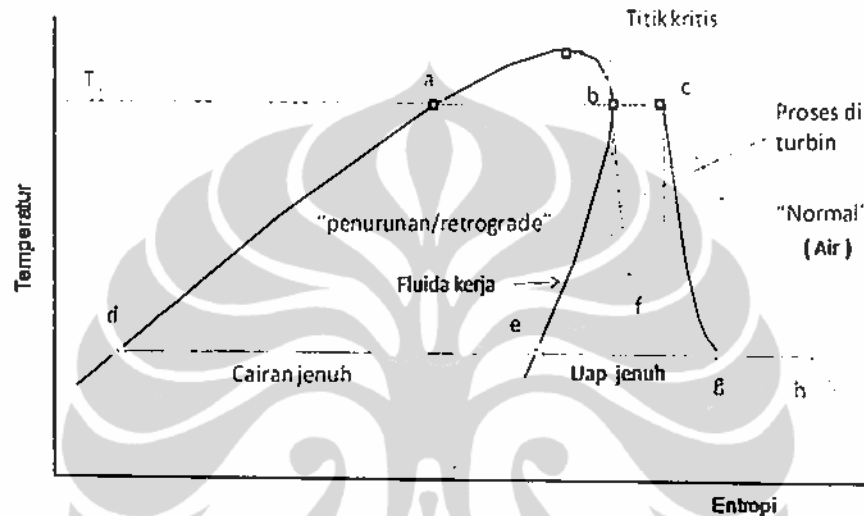
Tabel 3.1 Sifat termodinamika beberapa calon fluida kerja untuk siklus biner

Fluid	Formula	T _c °C	T _C °F	P _C Mpa	PS@ [Mpa] 300 K
Propana	C ₃ H ₈	96,95	206,5	4.236	0.9935
i-Butana	i-C ₄ H ₁₀	135,92	276,7	3.685	0.3727
n-Butana	C ₄ H ₁₀	150,80	303,4	3.718	0.2559
n-Pentana	C ₅ H ₁₂	193,9	380,9	3.240	0.07376
Ammonia	NH ₃	133,65	272,57	11.627	1.0610
Air	H ₂ O	374,14	705,45	22.089	0.0030

Sumber dari (Dipippo, 2005)

Pada kurva ini kurva untuk Air (sebagaimana ditunjukkan dengan garis tipis) mempunyai slope negatif di setiap tempat. Akan tetapi beberapa hidrokarbon dan

beberapa fluida kerja menunjukkan kemiringan yang positif pada bagian garis saturasi. Pada daerah ini terdapat nilai entropi minimum setempat yang minimum pada beberapa temperatur rendah T_m dan entropi maksimum lokal pada temperature yang lebih tinggi T_M . Fluida-fluida dengan kurva mundur (retrograde) sebagai contoh adalah fluida normal dan iso butane dan fluida normal dan iso pentana.



Gambar 3.8 Diagram T-s perbedaan kurva kurva uap jenuh normal dan retrograde

Fluida - fluida ini memperlihatkan perilakunya sepanjang suhu berikut, T_m - T_M ; C_4H_{10} dari $-3^\circ C$ sampai $127^\circ C$, $i-C_4H_{10}$ dari $-3^\circ C$ sampai $117^\circ C$, C_5H_{12} dari $-3^\circ C$ sampai $177^\circ C$, C_5H_{12} dari $-3^\circ C$ sampai $177^\circ C$. T_m selamanya selalu lebih rendah dari temperature yang terjadi dalam siklus biner, untuk kepraktisan sebagai garis saturasi uap fluida kerja nya dapat diambil sama dengan yang ditunjukkan pada gambar 3.8.

Dengan kata lain, fluida normal seperti air memerlukan pertimbangan untuk dipanaskan lanjut, perpanjangan Isobar a-b-c keatas, untuk menghindari kebasahan yang berlebihan pada keluaran turbin. Pada sisi lain, fluida retrograde (mundur) membolehkan ekspansi dari garis uap jenuh ke daerah pemanasan lanjut, proses b-f, untuk menghindari kebasahan selama proses ekspansi dalam turbin, tanpa pengurangan efisiensi akibat penalti kebasahan pada efisiensinya. Kajian efisiensi pada siklus biner entalpi rendah terhadap beberapa macam fluida kerja telah

diuraikan oleh,(T.C.Hung, 2010). Beberapa kriteria lain yang perlu dipertimbangkan dalam pemilihan fluida kerja siklus biner adalah sebagai berikut:

- Kestabilan termal pada saat operasi (terhadap suhu, kontak dengan material sudu, adanya minyak, udara, air).
- Tekanan saturasi yang kompatibel dengan teknologi yang ada. (tekanan penguapan yang tidak terlalu tinggi, tekanan kondensasi yang tidak terlalu rendah).
- Kompatibilitas dengan bahan metal dan plastik.
- Tidak larut dalam minyak.
- Fluida kerja yang sudah tersedia diagram termodinamiknya termasuk parameter fisiknya antara lain konduktivitas, viskositas, specific heat dari fase cair dan fase gas pada suhu yang berbeda.
- Aman terhadap lingkungan ,meliputi sifat tidak beracun, tidak mudah terbakar dan tidak mudah meledak.
- Ekonomis dalam arti mudah didapat dengan harga yang terjangkau.

Dalam praktek beberapa fluida yang digunakan pada siklus rangkine dalam pemilihannya selalu dikompromikan terhadap beberapa kriteria tersebut diatas. Diantara beberapa fluida tersebut terdapat dua fluorocarbon yang sudah pernah dipakai yakni R114 yang stabil pada temperatur sampai 200 °C, yang kedua R113 dimana temperatur saturasinya lebih rendah dari R114 akan tetapi saat ini R114 sudah tidak direkomendasikan lagi karena dapat merusak lapisan ozon atmosfer (Ministry of Georgia USA). Fluida yang lebih stabil dan lebih murah dari pada fluorocarbon adalah kelompok *Hydrocarbon*. Pada penelitian siklus biner ORC sebelumnya, disamping menggunakan fluida kerja komponen tunggal, juga diadakan penelitian siklus biner yang menggunakan fluida kerja yang memiliki multi komponen (Gianfranco et. al, 2000).

Dengan mempertimbangan faktor teknis sebagai berikut :

1. Sumber panas siklus biner PLTU yakni kondisi temperatur pasokan(uap ekstraksi) ke siklus biner PLTU adalah antara 155 °C sampai 240°C, maka perlu dipilih fluida kerja yang evaporasinya pada kisaran temperature tersebut.

2. Pertimbangan faktor lingkungan yakni perlu dipilih fluida kerja yang tidak beracun dan tidak merusak lapisan ozon atmosfer.

3. Cadangan fluida hydrocarbon termasuk pentane yang cukup banyak di Indonesia sehingga diharapkan untuk akan datang bila diproduksi di Indonesia harganya bisa ekonomis.

Maka dengan mempertimbangan kriteria-kriteria diatas maka fluida kerja yang paling sesuai dan dipilih dalam analisis ini adalah n Pentana yakni fluida dari kelompok hidrokarbon .

3.6 ANALISIS TEKNOEKONOMI

Teknoekonomi yang meliputi Termoekonomik adalah cabang dari enjiniring yang mengkombinasikan analisis exergi dan prinsip keekonomian atau istilah lain disebut Exergonomik. (A. Bejan, 1996, Black & Veatch, 1996, Yelia M, 2003).

3.6.1 Dasar dari termoekonomi

Akuntansi biaya dalam perusahaan terutama untuk dapat menentukan biaya aktual produk, dan ini sering digunakan untuk perhitungan neraca biaya. Dalam analisis keekonomian yang konvensional suatu neraca biaya biasanya dirumuskan untuk sistem keseluruhan yang beroperasi pada kondisi *stabil*, (A. Bejan, 1996):

$$C_{P, tot} = C_{F, tot} + Z^{CI}_{tot} + Z^{OM}_{tot} \quad (3.30)$$

Neraca biaya menunjukkan bahwa tingkat biaya yang terkait dengan produk dari sistem (C_p) adalah sama dengan tingkat pengeluaran total untuk menghasilkan produk, ialah tingkat biaya bahan bakar (C_F) dan tingkat biaya yang terkait dengan investasi modal (Z^{CI}), operasi dan perawatan (Z^{OM}). Jumlah dari dua variable disebut sebagai Z:

$$\dot{Z} = \dot{Z}^{CI} + \dot{Z}^{OM} \quad (3.31)$$

Pada akhirnya variable C menunjukkan tingkat biaya yang terkait dengan aliran exergi ; aliran zat, daya atau perpindahan panas, dimana variable Z mewakili semua biaya sisanya.

3.6.1.1 Biaya Exergi

Dalam biaya exergi adalah suatu biaya yang terkait dengan aliran exergi. Demikian untuk aliran masuk dan keluar dari zat yang terkait dengan tingkat perpindahan exergi E_i dan E_e , daya W , dan tingkat perpindahan exergi yang terkait dengan perpindahan panas E_q , masing masing ditulis (A. Bejan, 1996) :

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i) \quad (3.32a)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (3.32b)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (3.32c)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (3.32d)$$

Dimana c_i, c_e, c_w dan c_q menunjukkan biaya rata-rata persatuan exergi dalam \$ per giga joule. Biaya exergi menyertakan neraca biaya yang formulasikan untuk tiap komponen secara terpisah. Suatu neraca biaya yang diaplikasikan untuk komponen sistem sejumlah k menunjukkan bahwa jumlah dari tingkat biaya yang terkait dengan semua aliran exergi keluar sama dengan jumlah dari tingkat biaya dari semua aliran exergi masuk plus pembiayaan yang sesuai dengan investasi modal (Z_k^{CL}), biaya operasi dan perawatan (Z_k^{OM}). Jumlah dari keduanya dinyatakan dengan Z_k . Demikian untuk sebuah komponen yang menerima perpindahan panas dan membangkitkan daya dapat ditulis :

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + C_{w,k} = C_{q,k} + \sum_i C_{i,k} + Z_k \quad (3.33a)$$

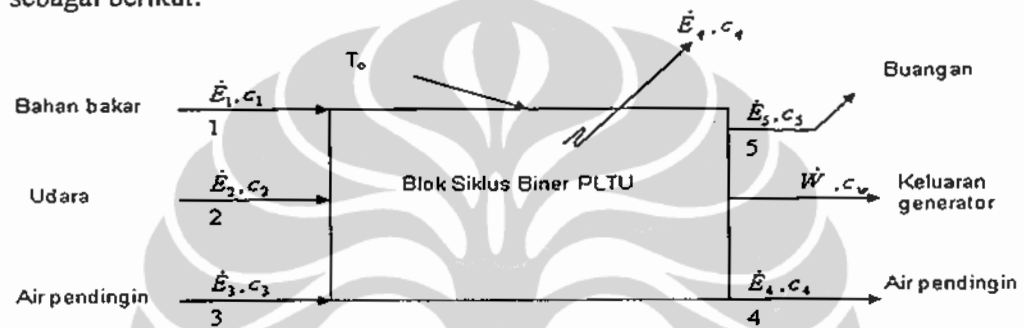
Persamaan ini menunjukkan secara ringkas bahwa biaya total dari aliran exergi keluar sama dengan jumlah kebutuhan untuk mendapatkannya: Biaya dari aliran exergi masuk plus modal dan biaya lainnya. Persamaan 3.32 dan 3.33a menjadi

$$\sum_e (c_e E_w)_k + c_{w,k} W_k = C_{q,k} E_{q,k} + \sum_i (C E_i)_k + Z_k \quad (3.33b)$$

Nilai exergi ($\dot{E}_e, \dot{W}, \dot{E}_q$ & \dot{E}_i) keluar dan masuk sejumlah komponen k yang dihitung dalam analisis exergi sebelumnya.

3.6.1.2 Konsep aplikasi untuk siklus biner PLTU

Unit siklus biner PLTU yang sederhana pada gambar 3.9 dapat dianalisis sebagai berikut:



Gambar 3.9. Neraca exergi dan biaya

Neraca biaya :

$$\dot{C}_4 + \dot{C}_5 + \dot{C}_w = \dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{C}_3 + \dot{Z} \quad (3.34)$$

Neraca biaya exergi :

$$c_4 \dot{E}_4 + c_5 \dot{E}_5 + c_w \dot{W} + c_q \dot{E}_q = c_1 \dot{E}_1 + c_2 \dot{E}_2 + c_3 \dot{E}_3 + \dot{Z} \quad (3.35)$$

3.7 ANALISIS KEUANGAN

Suatu analisis keuangan untuk pembangkit listrik dalam penelitian ini pada dasarnya adalah untuk menghitung kelayakan keuangan dan untuk menghitung tarif listrik dengan menggunakan analisis proforma keuangan. (Black & veatch, 1996, Erich A, 1996).

3.7.1 Data input analisis keuangan:

Data input utama untuk analisis keuangan dengan menggunakan perangkat lunak proforma adalah meliputi sebagai berikut :

- Parameter operasi pembangkit, yang meliputi unjuk kerja dan operasi

pembangkit.

- Biaya investasi.
- Asumsi parameter keuangan yang meliputi antara lain bunga bank.
- Data penjualan dan pendapatan sales and revenue data yang dapat diasumsi
- Biaya bahan bakar, biaya operasi dan perawatan yang datanya dapat diasumsi berdasarkan data operasi pembangkit yang sudah ada di PLN.

Dengan menggunakan data input ini kita mendapatkan indikator biaya, produksi listrik dan output keuangan yang lain.

3.7.2 Biaya investasi proyek

Biaya investasi proyek adalah salah satu komponen utama untuk analisis kelayakan keuangan proyek dimana terdiri dari komponen-komponen kegiatan diantaranya: pekerjaan sipil, mekanikal dan elektrikal-instrumen-kontrol yang masing-masing terdiri dari komponen biaya lokal dan komponen biaya asing (terutama material import). Termasuk didalamnya segala perijinan yang akan diberlakukan terhadap pengadaan material yang harus didatangkan dari luar negeri. Biaya konstruksi juga termasuk biaya buruh, biaya pengiriman sampai ke lokasi pekerjaan komponen biaya proyek yang terdiri dari biaya perijinan, administrasi teknis antara lain untuk penyediaan data, biaya engineering disain, biaya supervisi konstruksi, biaya operasi dan pemeliharaan. Biaya investasi peralatan dalam penelitian ini terdiri dari dua alternative. Alternatif pertama adalah berupa investasi peralatan baru baik PLTU maupun siklus binernya dan alternative yang kedua adalah investasi baru hanya untuk peralatan siklus binernya saja sedangkan PLTUnya menggunakan yang lama (*retrofit*) dengan harga didasarkan pada beberapa harga kontrak (PLN Perusahaan umum listrik negara, 2007).

3.7.3 Kriteria kelayakan investasi

Metoda utama untuk menentukan rangking dan menentukan apakah investasi ter sebut menguntungkan maka ada beberapa metoda sebagai berikut, (Fred Weston et al., 1990):

- Periode Pengembalian Pay Back period
- Nilai netto sekarang - NPV
- Tingkat pengembalian internal - IRR
- *Rasio DCR-Debt coverage Ratio*
- Periode pengembalian -Pay Back period

Pay Back period digunakan untuk estimasi waktu yang diperlukan untuk pengembalian biaya investasi. Payback period juga digunakan untuk menentukan tingkat liquiditas dan tingkat resiko proyek. (James L. Riggs, 1982). Untuk proyek pembangkit listrik umumnya yang disetujui pihak bank hanya antara 5 sampai 10 tahun.

NPV-*Net present values*

NPV adalah takaran untuk menentukan apakah pengembalian keuangan cukup tinggi untuk memutuskan suatu proyek. (James L. Riggs, 1982). Bila nilainya lebih besar dari 0 maka proyek dapat diterima, sebaliknya bila nilainya negatif maka tidak layak untuk diterima pada nilai suku bunga yang telah ditetapkan. Untuk menghitung NPV dari nilai total digunakan persamaan berikut ;

$$NPV = \sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+k)^t} = \sum_{t=0}^n CF_t (PVIF_{k,t}) \quad (3.36)$$

dimana

NPV= Nilai netto sekarang

CF_t = Aliran tunai netto -*Net Cash flow*

k = suku bunga -*Discount rate per period*,

t = Lama periode.

IRR -Tingkat pengembalian internal

IRR - *Internal Rate of Return* adalah nilai bunga (discount rate) pada nilai NPV sama dengan nol, (James L. Riggs, 1982). Secara umum semakin tinggi nilai IRR akan lebih disukai untuk mengerjakan proyek tersebut. Proyek dengan IRR tertinggi kemungkinan dipertimbangkan sebagai yang terbaik dan bisa dilaksanakan lebih dulu.

$$\sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1 + IRR)^t} = 0 \quad (3.37)$$

Bila nilai IRR lebih tinggi dari bunga bank yang ditetapkan pada proyek tersebut menunjukkan bahwa proyek tersebut layak diterima .

3.7.4 Laporan keuangan Pro Forma

Laporan keuangan Pro Forma adalah proyeksi laporan keuangan yang menggunakan serangkaian asumsi mengenai kinerja masa depan perusahaan dan dananya (Erich A, 1994 dan, Black, 1996). Sebagai salah satu kegunaan laporan ini dalam investasi pembangkit listrik adalah dapat digunakan untuk menghitung tarif harga listrik dan evaluasi kelayakan investasi. Perhitungan tarif dan evaluasi kelayakan investasi didasarkan perhitungan dengan metoda evaluasi nilai sekarang - present value yang dikenal dengan pro forma analysis. Tujuan dari pro forma analysis adalah untuk dapat menggambarkan seakurat mungkin aliran dana tunai yang akan datang yang seimbang dengan usulan umur proyek.

3.7.5 Struktur Tarif Listrik

Dalam analisis keuangan akan mencerminkan struktur tarif listrik . dimana struktur tarif ini terdiri dari empat komponen dengan mempertimbangkan parameter-parameter yang terkait dalam kontrak jual-beli listrik nasional yang terdiri atas, (PLN, G2010).

Komponen A : Capital cost recovery didapatkan dari total biaya proyek

Komponen B : Biaya tetap Operasi & Maintenance

Komponen C : Biaya Bahan Bakar

Komponen D : Biaya variable O & M

Tingkat kewajaran tarif listrik akan dianalisis dengan menggunakan asumsi teknis dan komersial dengan menggunakan perangkat keuangan modeling dimana data-data dan asumsi diperoleh dan dikembangkan berdasarkan :

- Pengalaman dari proyek sejenis yang pernah dilaksanakan.
- Pengalaman O & M untuk pembangkit-pembangkit yang sejenis.
- Informasi pasar yang didapat dari para pemilik pembangkit listrik swasta/ konsultan / kontraktor / supplier.

Dari input dan output perangkat keuangan modeling tersebut, selanjutnya hasil yang diperoleh kemudian dianalisis dan disimpulkan dalam rangka penentuan tarif listrik.

BAB 4

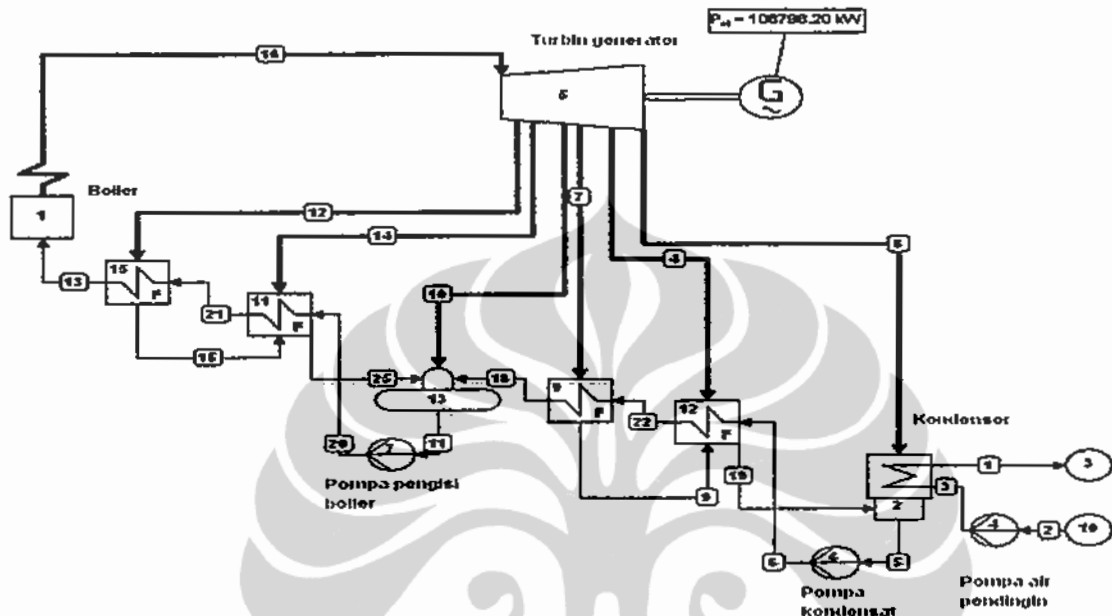
APLIKASI ANALISIS EXERGI PADA SIKLUS BINER - PLTU

4.1 UMUM

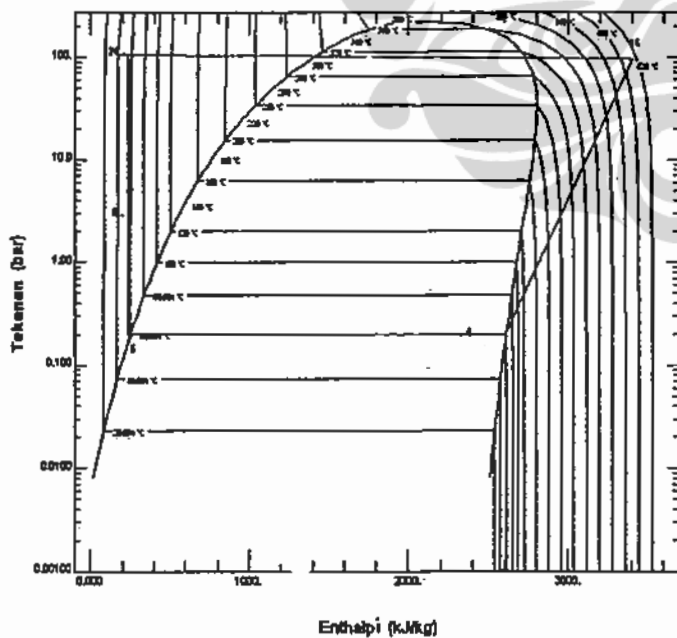
Aplikasi analisis exergi dalam simulasi ini akan diterapkan untuk analisis peningkatan unjuk kerja PLTU dengan pemasangan siklus biner pada siklus bawah PLTU. Sistem ini diinspirasi dengan adanya limbah kalor yang energinya sangat besar yakni lebih 50% dari kalor pembakaran bahan bakar di boiler dibuang ke kondenser dan dibuang ke lingkungan dengan percuma sebagaimana juga dari penelitian diuraikan oleh Ibrahim (I.Dincer et al., 2007). Diagram alir PLTU konvensional sebagai acuan data input siklus biner PLTU yakni data PLTU Gresik unit I kelas 100 MW dapat dilihat pada gambar 4.1. dan proses siklus dapat digambarkan dalam diagram P-h (Tekanan dengan entalpi) dan diagram T-s (Temperatur dan entropi) yang masing-masing ditunjukkan pada gambar 4.2 dan 4.3. Limbah kalor yang besar tersebut, saat ini tidak bisa kita dikonversikan menjadi kerja walaupun energinya sangat besar, sebagaimana terlihat pada neraca energi PLTU pada gambar 4.4. Terlihat energi yang dibuang lewat kondenser nilai exerginya kecil walaupun energinya lebih besar dari 50% dan dari neraca exergi gambar 4.5, terlihat exergi yang dibuang tersebut hanya sekitar 5%, untuk itu agar dapat dikonversi menjadi tenaga, maka energi ini perlu dinaikkan exerginya. Pada siklus PLTU exergi limbah kalor yang di buang ke kondenser dapat dinaikkan dengan cara sebagian aliran uap didalam turbin tekanan rendah sebelum masuk ke kondenser dialihkan atau *bypass* ke ekstraksi turbin tekanan rendah, sehingga exerginya meningkat sebagaimana terlihat pada gambar diagram alir gambar 4.6.

Dengan meningkatnya exergi limbah tersebut maka dapat lebih mudah mengkonversinya menjadi kerja tambahan dengan memasang instalasi siklus biner. Dengan pengalihan sebagian aliran uap keluaran turbin tekanan rendah yang semula ke kondenser dialihkan ke ekstraksi turbin tekanan rendah maka aliran uap yang masuk sudu akhir turbin uap akan berkurang sehingga daya keluaran turbin uap akan menurun, namun exergi dari uap ekstraksi tambahan yang dapat diubah

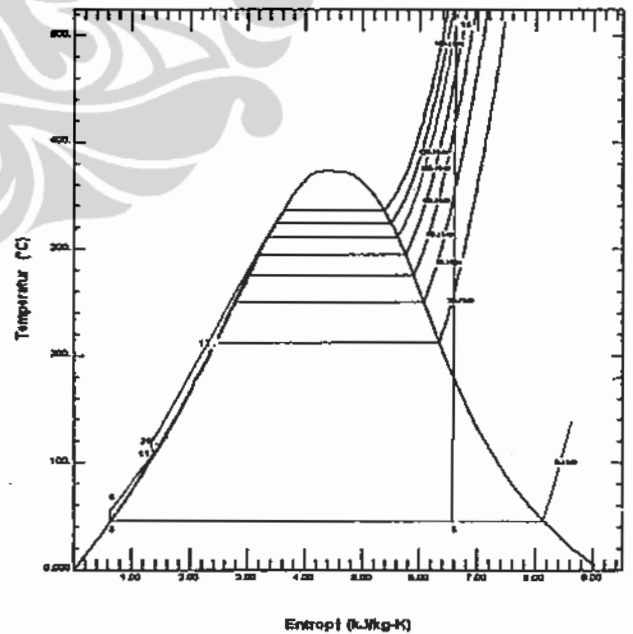
menjadi tenaga kenaikannya jauh lebih besar yakni kenaikan daya keluaran total bisa lebih dari 10% (Rosyid et al., 2008).



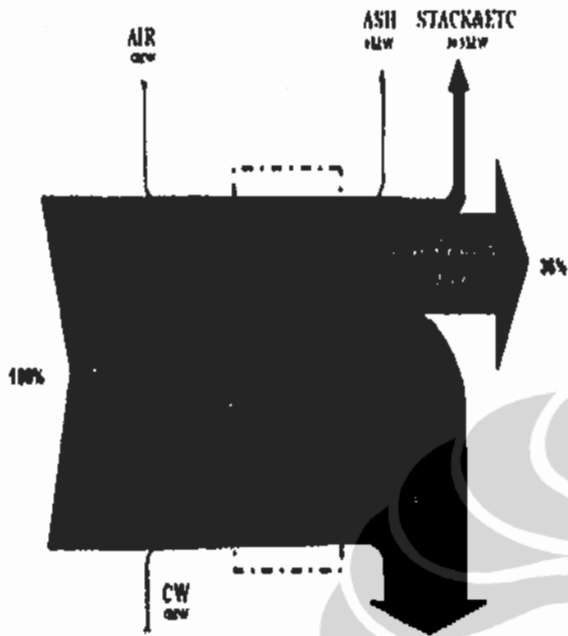
Gambar 4.1. Diagram alir PLTU konvensional 100 MW



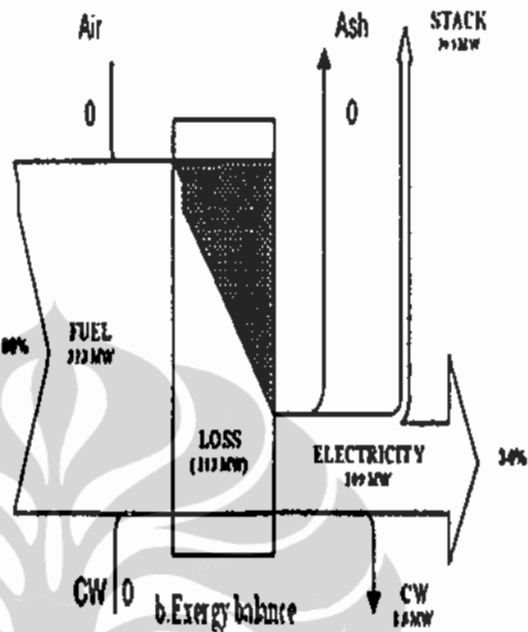
Gambar 4.2 P-h Diagram PLTU konvensional



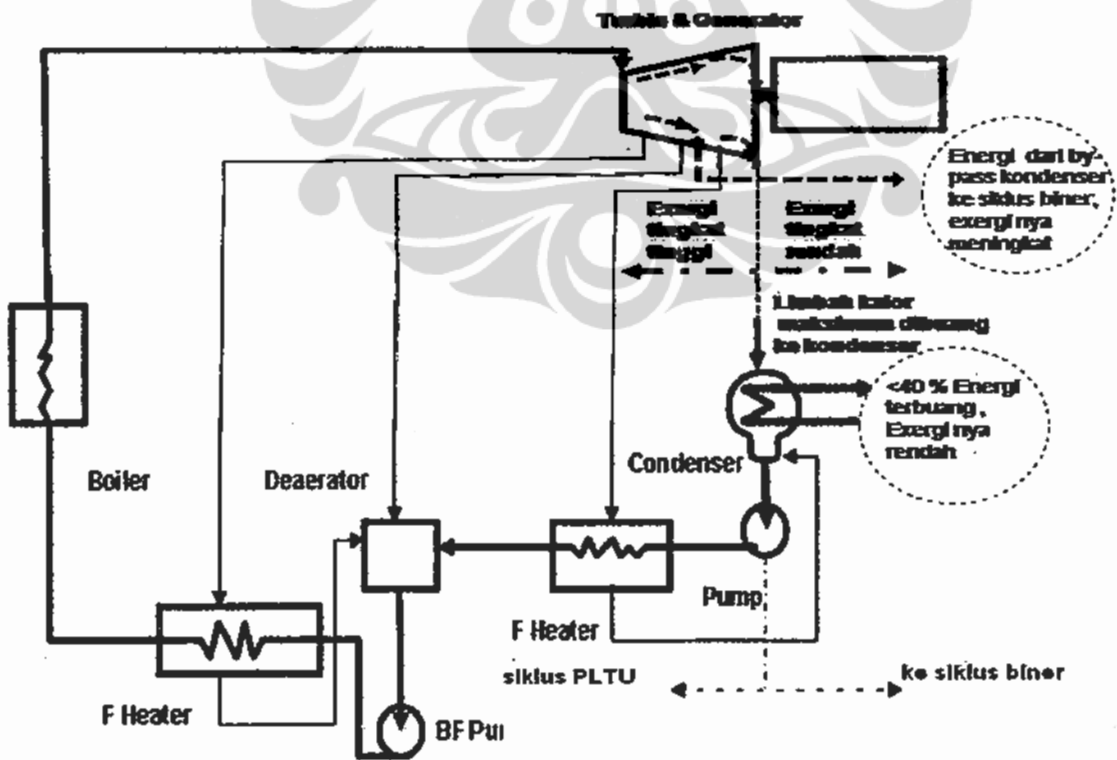
Gambar 4.3 T-s Diagram PLTU konvensional



Gambar 4.4. Neraca energi PLTU



Gambar 4.5. Neraca exergi PLTU



Gambar 4.6. Diagram alir PLTU dengan tambahan ekstraksi untuk pasokan uap ke siklus biner

4.2 KONSEP PLTU- BINER SIKLUS BAWAH

Siklus biner PLTU beroperasi dengan menggunakan sumber kalor dari uap ekstraksi turbin uap tekanan rendah (yang semula adalah limbah kalor PLTU yang dibuang melalui kondenser kelingkuangan) atau disebut dengan siklus bawah (bottoming cycle) PLTU dan disingkat Siklus biner-PLTU (Siklus biner – Pembangkit listrik tenaga uap). Siklus tersebut menggunakan dua fluida yakni antara lain fluida kerja antara air dan n-pentana, atau Air- ammonia, atau Air-HCFC123 dan atau Air - PF5050 untuk siklus binernya sebagaimana fluida fluida kerja ini juga telah dilaksanakan risetnya oleh (H.D. Madhawa et al., 2007).

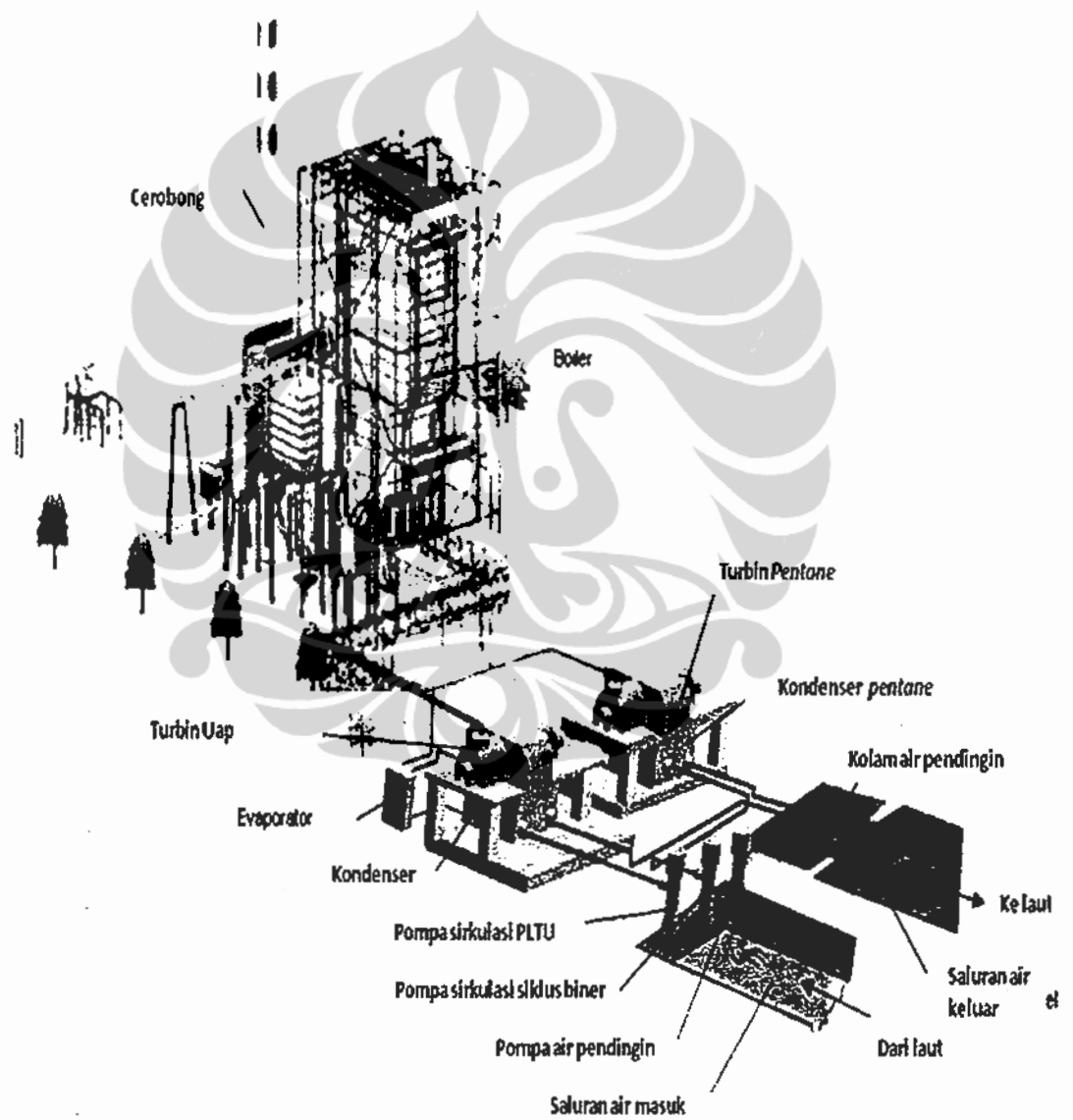
Dalam disertasi ini siklus biner PLTU ini diasumsikan dalam simulasi menggunakan fluida kerja n pentana dengan peralatan utama siklus biner ini terdiri dari evaporator pentana, turbin pentana, generator, kondenser pentana, pompa pentana dan pompa air pendingin dan peralatan bantunya. Gambar desain instalasi siklus biner PLTU dapat dilihat pada gambar 4.7.

4.3 DESKRIPSI SISTEM

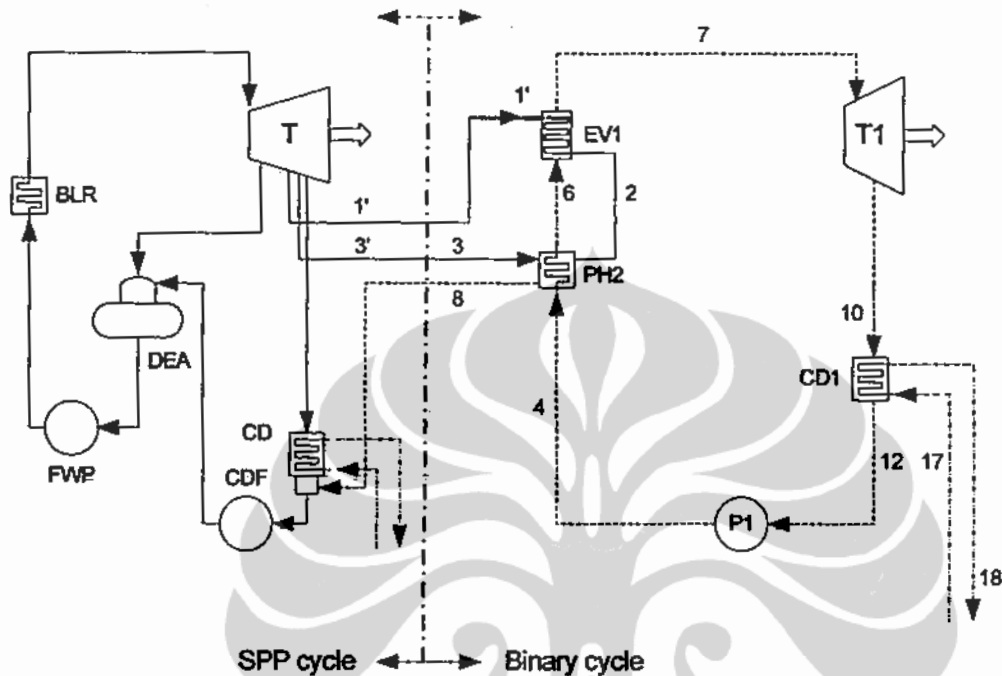
Uap dari ekstraksi turbin uap diinjeksikan ke evaporator 1 pentana sebagai sumber panas untuk menguapkan pentana. Evaporator 1 ini kemudian menghasilkan gas pentana tekanan medium, kemudian gas pentana ini dimasukkan ke nosel turbin pentana tekanan medium, yang menghasilkan energi gerak yang kemudian dikonversi menjadi listrik pada generator. Siklus biner diatas adalah siklus biner PLTU satu tingkat tekanan atau disingkat SB PLTU 1, pada siklus biner dua tingkat tekanan dipasang lagi secara bertingkat (*cascading*) tambahan siklus biner dengan tekanan pentana yang lebih rendah dengan sumber panas gas pentana keluaran turbin pentana tingkat1, diagram alir siklus biner PLTU 1 tingkat tekanan dapat dilihat pada gambar 4.8.

Demikian selanjutnya bila entalpi gas yang keluar kondenser siklus 2 tingkat tekanan cukup tinggi dapat ditambah satu siklus lagi atau siklus biner tiga tingkat tekanan yang dipasang secara bertingkat dengan tekanan pentana yang lebih

rendah dengan sumber panas gas pentana keluaran turbine pentana tingkat 2. Sehingga pada siklus biner dengan tekanan bertingkat energi limbah termalnya akan menurun secara bertingkat pula, sehingga penanganan untuk menurunkan temperatur sampai temperatur batasan lingkungan dengan mudah dilaksanakan.



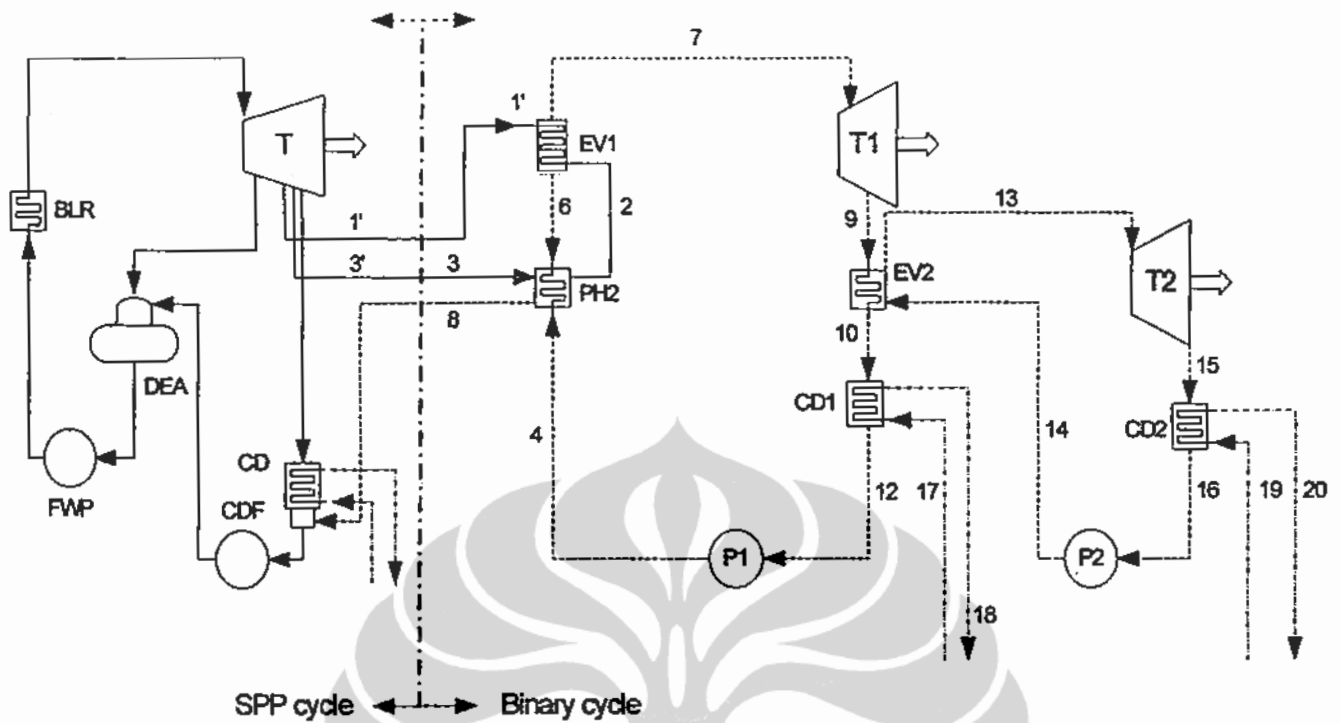
Gambar 4.7. Desain sistem siklus biner PLTU dan sistem pendinginnya



Gambar 4.8 .Diagram alir siklus biner -PLTU satu tingkat tekanan .

4.4 ANALISIS ALIRAN ENERGI DAN EXERGI

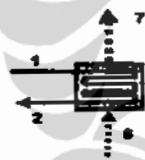
Diagram alir sistem siklus biner siklus biner PLTU tipikal untuk dua tingkat tekanan ditunjukkan pada gambar 4.9, persamaan energi dan exergi dari sub sistem siklus biner di ringkas pada tabel 1. Exergi yang masuk ke sistem siklus biner adalah dari ekstraksi uap dari LP Turbin PLTU 1&3, termasuk udara yang masuk dari lingkungan - *ambient*. Exergi keluar dari sistem terdiri dari energi listrik netto keluar (W_{net}) dan sejumlah exergi (proses) yang terbuang akibat proses *internal losses*. Kesenjangan massa, energi, exergi, efisiensi exergi dan efisiensi energi dihitung dan dianalisis sesuai diagram skematik peralatan utama dengan besar aliran didasarkan pada kondisi sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 4.9 dan Tabel-1.



Gambar 4.9 .Skematik siklus biner PLTU dua tingkat tekanan.

Tabel 4.1 Persamaan energi dan Exergi sub sistem siklus biner 2 tingkat tekanan.

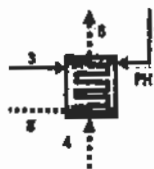
Evaporator – EV1
(Medium Pressure)



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{x,steam}, \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{n-CS}, \dot{m}_1(h_1 - h_2) = \dot{m}_7(h_7 - h_6)$$

$$\dot{E}x_{Ev1,dest} = \dot{m}_1(\psi_1 - \psi_2) - \dot{m}_7(\psi_7 - \psi_6), \epsilon_{Ev1} = \frac{\dot{m}_7(\psi_7 - \psi_6)}{\dot{m}_1(\psi_1 - \psi_2)}$$

Preheater – PH
(Medium Pressure)

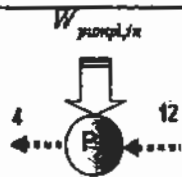


$$\dot{m}_8 = \dot{m}_3 + \dot{m}_2 = \dot{m}_{x,Steam}, \dot{m}_4 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{n-CS}$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_6 (h_6 - h_4)$$

$$\dot{E}x_{PH1,dest} = \dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_2 \psi_2 - (\dot{m}_3 + \dot{m}_2) \psi_8 - \dot{m}_6 (\psi_6 - \psi_4)$$

Pemompaan – Pump
P1



$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{n-CS}, \dot{W}_{pump,act,in} = \dot{m}_{12}(h_4 - h_{12}), \dot{W}_{pump,rev,in} = \dot{m}_4(\psi_4 - \psi_{12})$$

$$\dot{E}x_{pump1,dest} = \dot{W}_{pump1,act,in} - \dot{W}_{pump1,rev,in}, \epsilon_{pump} = \frac{\dot{W}_{pump1,rev,in}}{\dot{W}_{pump1,act,in}}$$

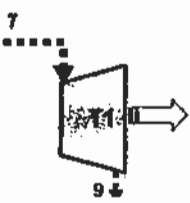


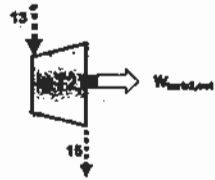
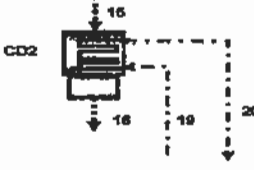
Pemompaan – Pump
P2



$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{n-CS}, \dot{W}_{pump,act,in} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{16}), \dot{W}_{pump,rev,in} = \dot{m}_{14}(\psi_{14} - \psi_{16})$$

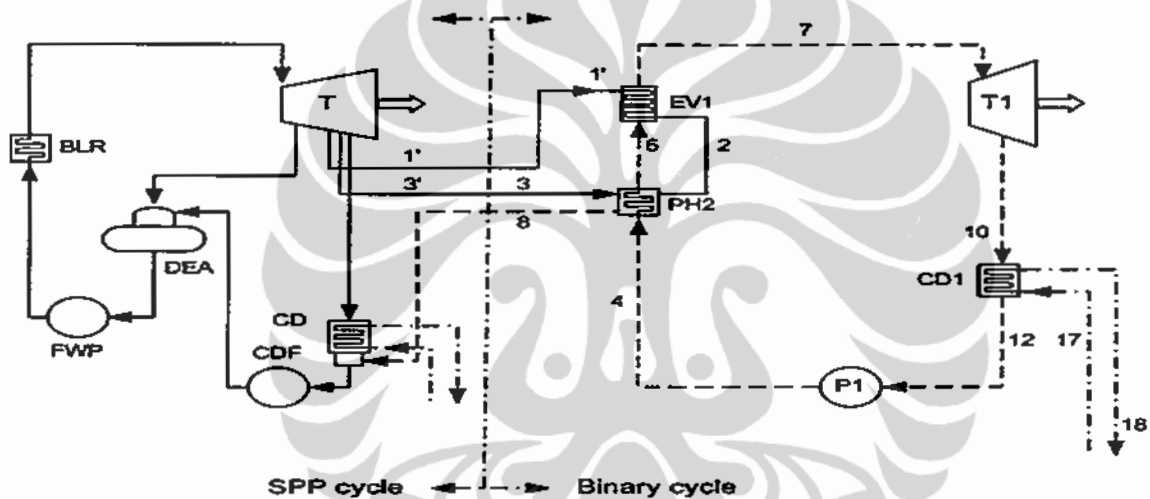
$$\dot{E}x_{pump2,dest} = \dot{W}_{pump2,act,in} - \dot{W}_{pump2,rev,in}, \epsilon_{pump} = \frac{\dot{W}_{pump2,rev,in}}{\dot{W}_{pump2,act,in}}$$

Tabel 4.1 Persamaan energi dan Exergi - sub sistem Siklus biner 2 tingkat tekanan (Lanjutan)

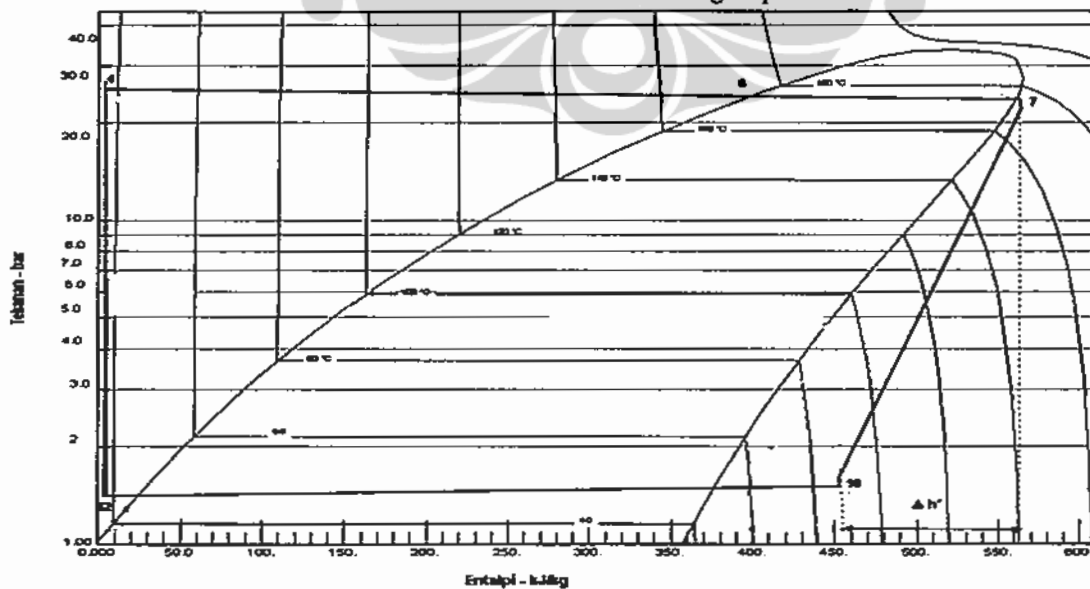
<p>Pentane turbine - T1</p> 	$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{n-C5}, \dot{W}_{turbine1,act,out} = \dot{m}_9 (h_7 - h_9), \eta_{turbine} = \frac{h_7 - h_9}{h_7 - h_{9s}}$ $\dot{W}_{turbine1,rev,out} = \dot{m}_7 (\psi_7 - \psi_9), \dot{E}x_{turbine1,dest} = \dot{W}_{turbine1,rev,out} - \dot{W}_{turbine1,act,out}$ $\epsilon_{turbine2} = \frac{\dot{W}_{turbine1,act,out}}{\dot{W}_{turbine1,rev,out}}$
<p>Condenser1 CD1</p> 	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{n-C5}, \dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{water}, \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{12}) = \dot{m}_{17} (h_{18} - h_{17})$ $\dot{E}x_{CD1,dest} = \dot{m}_{10} (\psi_{10} - \psi_{12}) - \dot{m}_{17} (\psi_{18} - \psi_{17}), \epsilon_{PH1} = \frac{\dot{m}_{17} (\psi_{18} - \psi_{17})}{\dot{m}_{10} (\psi_{10} - \psi_{12})}$
<p>Evaporator2 EV2</p> 	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{n-C5}, \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{penta2}$ $\dot{m}_9 (h_9 - h_{10}) = \dot{m}_{13} (h_{13} - h_{14})$ $\dot{E}x_{EV2,dest} = \dot{m}_9 (\psi_9 - \psi_{10}) - \dot{m}_{13} (\psi_{13} - \psi_{14}),$ $\epsilon_{PH1} = \frac{\dot{m}_{13} (\psi_{13} - \psi_{14})}{\dot{m}_9 (\psi_9 - \psi_{10})}$
<p>Pentane turbine2 - T2</p> 	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{n-C5}, \dot{W}_{turbine2,act,out} = \dot{m}_{15} (h_{13} - h_{15}), \eta_{turbine} = \frac{h_{13} - h_{15}}{h_{13} - h_{15s}}$ $\dot{W}_{turbine2,rev,out} = \dot{m}_{13} (\psi_{13} - \psi_{15}), \dot{E}x_{turbine2,dest} = \dot{W}_{turbine2,rev,out} - \dot{W}_{turbine2,act,out}$ $\epsilon_{turbine2} = \frac{\dot{W}_{turbine2,act,out}}{\dot{W}_{turbine2,rev,out}}$
<p>Condenser2 - CD2</p> 	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{n-C5}, \dot{m}_{20} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{water}, \dot{m}_{15} (h_{15} - h_{16}) = \dot{m}_{20} (h_{20} - h_{19})$ $\dot{E}x_{CD2,dest} = \dot{m}_{15} (\psi_{15} - \psi_{16}) - \dot{m}_{20} (\psi_{20} - \psi_{19}), \epsilon_{PH} = \frac{\dot{m}_{20} (\psi_{20} - \psi_{19})}{\dot{m}_{15} (\psi_{15} - \psi_{16})}$

4.4.1. Sistem siklus biner 2 tingkat - tingkat pertama atau tekanan menengah

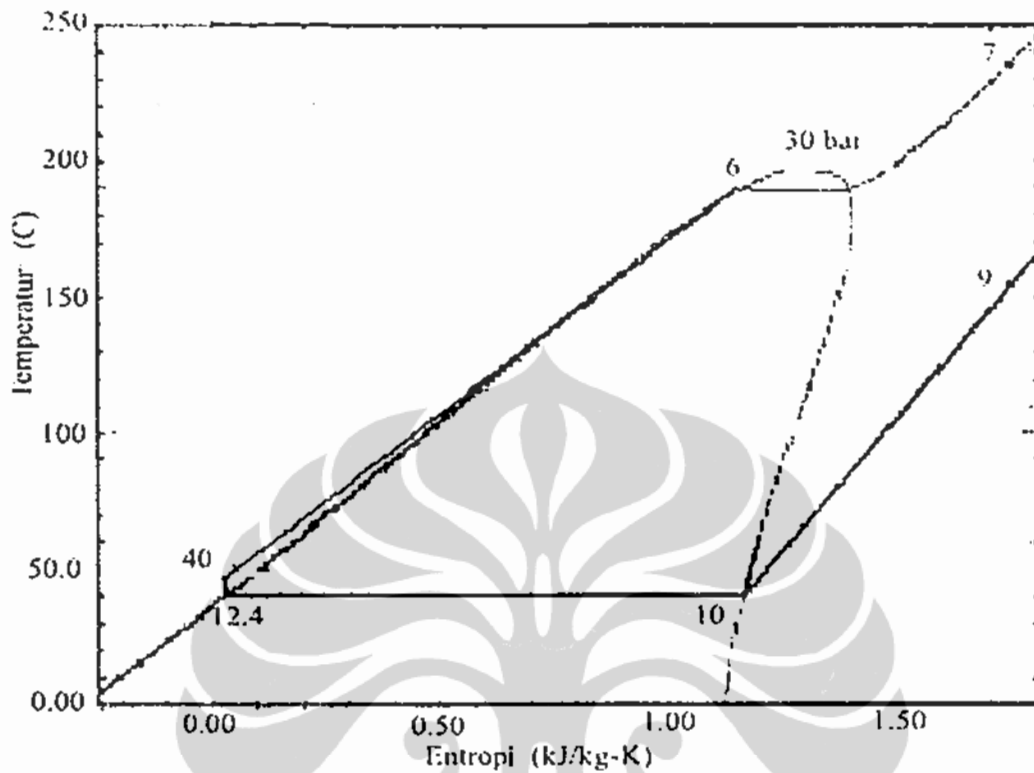
Proses termodinamika yang dilalui fluida kerja dalam siklus biner 2 tingkat ,tingkat 1-tekanan medium sesuai dengan diagram alir pada gambar 4.10 dan dapat digambarkan dalam diagram P-h (Tekanan dengan entalpi) dan diagram T-s (Temperatur dan entropi) yang masing-masing ditunjukkan pada gambar 4.11 dan 4.12 dan detailnya dapat dilihat pada lampiran 3. Diagram seperti ini umum digunakan pada siklus biner geothermal dan juga umum dipakai pada siklus proses refrigerasi.



Gamb 4.10. Skematik SB2PLTU tingkat pertama



Gamb 4.11 .P-h Diagram SB2 PLTU Tingkat pertama-tekanan medium



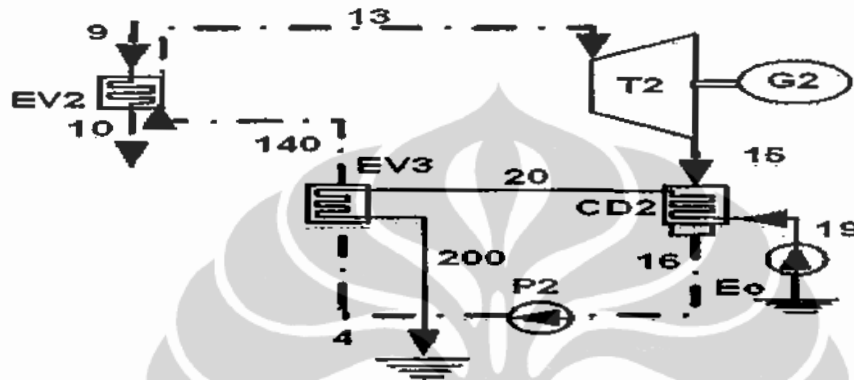
Gamb 4.12 .T-s Diagram SB2 PLTU Tingkat 1

Rangkaian proses siklus biner tingkat pertama sesuai gambar 4.7 dan 4.8:

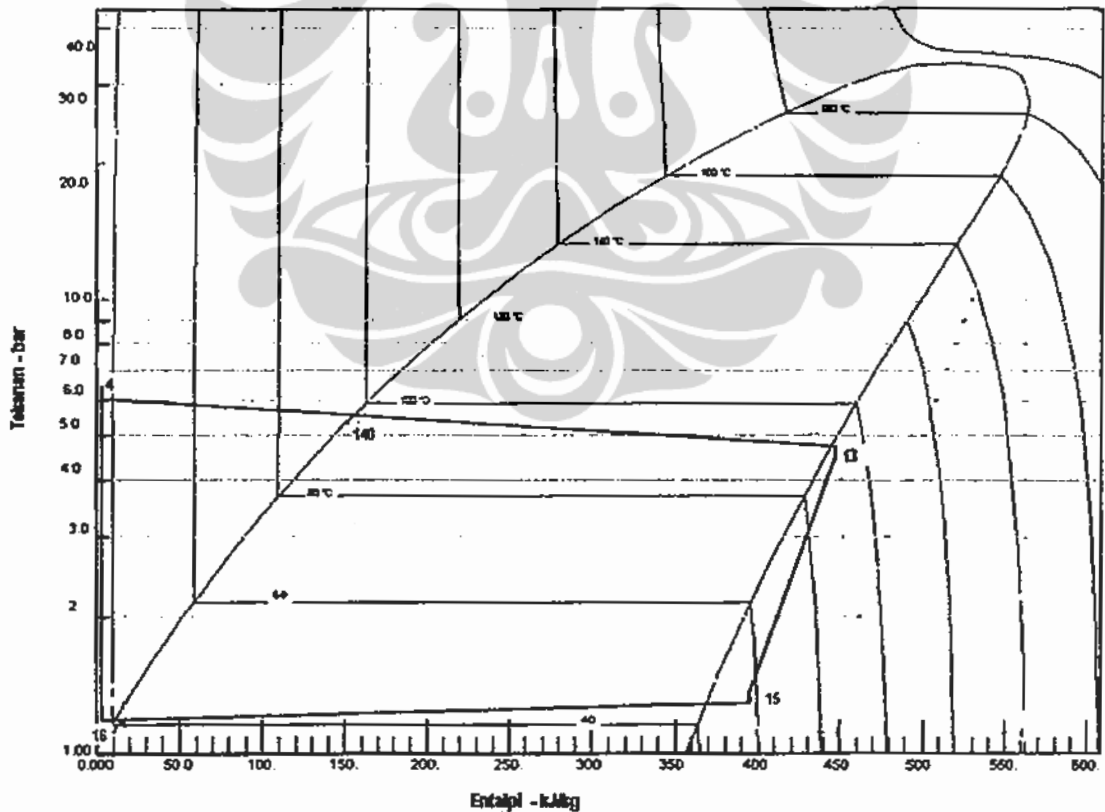
- Garis 7- 9 : Proses aliran fluida keluar turbin pentana ke condenser
- Titik 7 : Gas saturasi pada tekanan 30 bar
- Titik 9 : Kondisi keluaran turbin aktual
- Garis 10-12 : Proses aliran pentana pada condenser sampai pompa Pentana
- Titik 10 : Gas jenuh masuk condenser CD1
- Titik 12 : Cairan pentana keluar Condenser dan masuk pompa PI
- Garis 4- 40 : Cairan pentana dari pompa keluar ke pemanas awal I
- Titik 4 : Cairan pentana keluar pompa
- Titik 40 : Cairan pentana masuk pemanas 2
- Titik 6 : Cairan pentana masuk evaporator pada tekanan 30 bar
- Garis 6-7' : Aliran proses evaporasi dalam evaporator dan super heater

4.4.2 Sistem siklus biner tingkat kedua-tekanan rendah

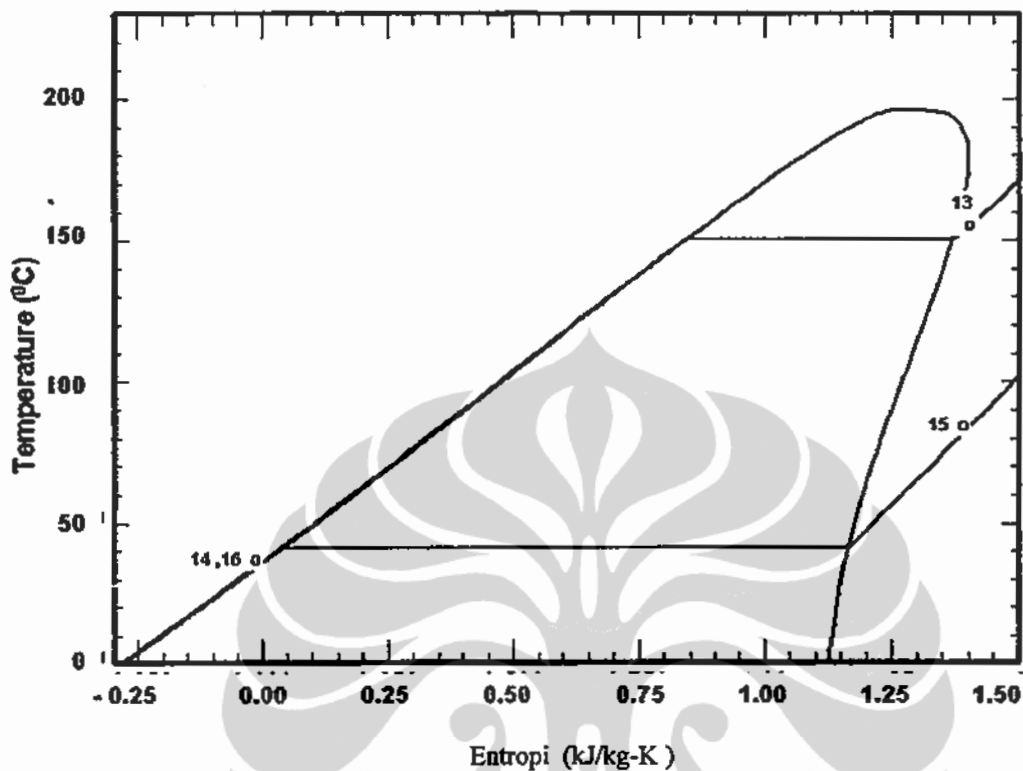
Proses termodinamis yang dilalui fluida kerja dalam siklus biner siklus PLTU tingkat 2 - tekanan rendah sesuai dengan diagram alir pada gambar 4.9 dan diagram T-s nya ditunjukkan pada gambar 4.10.



Gamb 4.13. Skematik SB2 PLTU tingkat ke 2



Gamb 4.14. P-h Diagram SB2 PLTU tingkat ke 2



Gamb 4.15 .T-s Diagram SB PLTU tingkat ke 2

Rangkaian proses siklus biner tingkat kedua :

- Garis 13-15 : Proses aliran fluida keluar turbin pentene ke condenser
- Titik 13 : Gas jenuh pada tekanan 17 bar
- Titik 15 : kondisi keluaran turbin aktual
- Garis 15-16 : Proses aliran pentana dari condenser sampai ke pompa Pentana
- Titik 15 : Gas jenuh masuk condenser CD2
- Titik 16 : Cairan pentana keluar kondenser dan masuk pompa
- Garis 4-140 : Cairan pentana dari pompa keluar ke pemanas awal
- Titik 4 : Cairan pentana keluar pompa
- Titik 6 : Cairan pentana masuk pre-heater pada tekanan 17 bar
- Garis 140-13 : Aliran proses evaporasi dalam evaporator

4.5 Pertimbangan *vorticity* pada sudu akhir turbin PLTU dengan adanya *by pass* aliran ke ekstraksi turbin

Untuk meningkatkan nilai exergi limbah termal dari uap yang semula dibuang ke kondenser maka uap tersebut sebagian besar di *by pass* ke uap ekstraksi yang akan disalurkan ke evaporator sebagai sumber kalor untuk menguapkan fluida kerja siklus biner. Akibatnya kapasitas aliran uap yang masuk ke sudu turbin tingkat akhir akan jauh berkurang sehingga untuk itu ada hal teknis yang perlu dipertimbangkan yakni adanya *vorticity* dari aliran uap yang masuk saluran dan yang keluar sudu akhir.

Adanya *vorticity* dalam perhitungan atau simulasi akan meningkatkan kehilangan tekanan pada sudu akhir turbin uap dan hal ini akan menurunkan efisiensi turbin uap PLTU, yakni efisiensi pada sudu akhir turbin turbin uap PLTU.

Untuk menghitung penurunan efisiensi turbin uap akibat factor *vorticity*, dapat diasumsikan sebanding dengan penurunan efisiensi PLTU pada variasi beban terendah yakni pada saat kapasitas aliran uap ke sudu terendah. Dari simulasi disain PLTU Gresik (TEPSCO, 1977) dengan menggunakan perangkat lunak *Gate cycle* (GE Energy, 2006), diperoleh efisiensi pembangkit akan turun menjadi sekitar 26% pada operasi beban terendah 25% dari efisiensi termal pembangkit yang semula 30% pada beban 100% turun sekitar 0.05% untuk itu nilai penurunan ini dipakai untuk nilai asumsi efisiensi turbin uap yakni disain efisiensi isentropik turbin uap menjadi 84.9% sebagai input perhitungan analisis exergi dan analisis teknoekonomi.

BAB 5

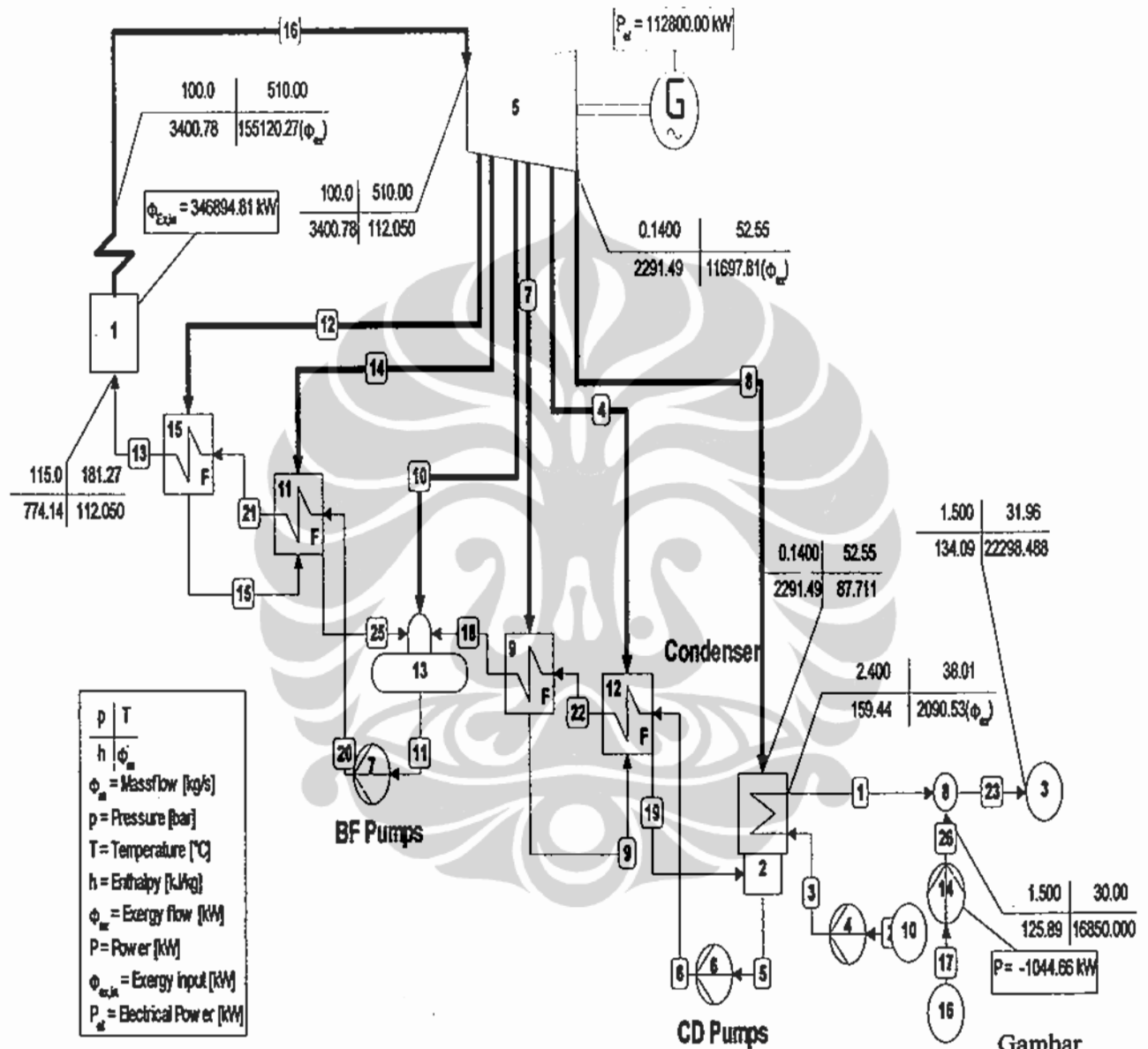
PERBANDINGAN HASIL PERHITUNGAN EXERGI

5.1 HASIL PERHITUNGAN EXERGI SIKLUS-SIKLUS BINER

Perhitungan, simulasi exergi dalam analisis ini akan dilakukan untuk dua alternatif konfigurasi, yang terdiri dari alternatif pertama adalah siklus biner PLTU satu tingkat tekanan, alternatif yang kedua adalah siklus biner PLTU dua tingkat tekanan yang masing - masing diuraikan pada sub bab berikut dan sebagai data input digunakan data PLTU tipikal kelas 100 MW.

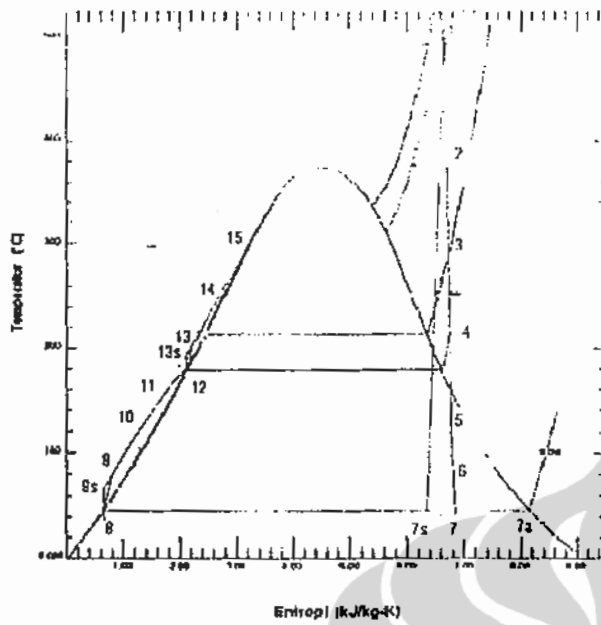
5.1.1. Hasil simulasi energi dan exergi PLTU konvensional.

Sebagaimana diuraikan dalam Bab 3 bahwa sebagai acuan data input adalah data PLTU Gresik unit I kelas 100 MW yang akan dimodifikasi untuk digunakan dengan siklus biner. Hasil perhitungan simulasi ulang unjuk kerja, heat balance PLTU konvensional dapat dilihat pada lampiran 4 dan simulasi exergi untuk siklus biner PLTU dengan menggunakan data input PLTU tipikal kelas 100 MW dan menggunakan perangkat lunak cycle tempo terlihat pada lampiran 5, sesuai dengan dengan hasil simulasi yang dilakukan oleh Rasyid (Rasyid et al., 2008), diperoleh diagram kesetimbangan energi dan exergi pada beban 100% sebagaimana ditunjukkan pada gambar 5.1a. Sumber panas siklus rankine PLTU untuk menguapkan air pada *Boiler* adalah dari pembakaran bahan bakar, dari hasil simulasi untuk menghasilkan daya PLTU *gross* 112,8 MW diperlukan besar exergi 347 MW, dan menghasilkan uap dengan besar exerginya 155 MW dan daya keluaran turbin uap PLTU *gross* adalah 112,8 MW dan daya nettonya sebesar 108,8 MW. Tekanan uap keluar dari turbin 0,14 bar sesuai kondisi standard operasi PLTU gresik 100MW, besar nilai exergi uap tersebut 11,7 MW. Rincian hasil simulasi energi dan exerginya dimuat pada daftar lampiran 1. Diagram P-h dan T-s siklus rankine PLTU konvensional dapat dilihat pada gambar 5.1.b dan gambar 5.1.c.

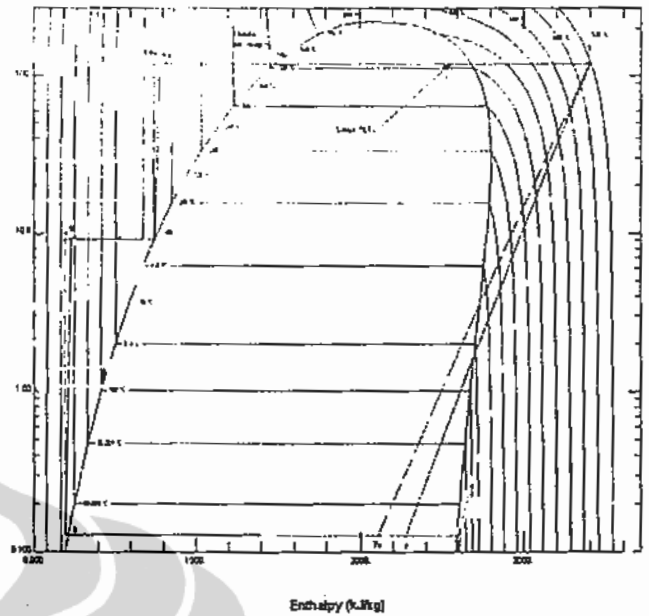


5.1.a. Diagram kesetimbangan energi dan exergi PLTU 100 MW

Hasil perhitungan, simulasi exergi untuk peralatan peralatan PLTU dimuat pada tabel 5.1. Terlihat dari tabel tersebut nama-nama peralatan utama PLTU yang di hitung nilai exerginya yakni pada kolom (2). Hasil perhitungan terlihat nilai exergi total aktual yang berguna untuk proses konversi exergi adalah pada kolom (3) yakni nilai aliran



Gambar 5.1.b . T-s Diagram siklus PLTU



Gambar 5.1.c . T-s Diagram siklus PLTU

exergi yang berguna untuk proses transfer exergi dimana nilai positif menunjukkan nilai exergi yang dapat ditranfer untuk proses konversi kalor misalnya pada peralatan pemindah panas antara lain boiler, kondenser dan peralatan konversi daya seperti turbin.

Bilamana kolom (3) nilainya negatip menunjukkan peralatan ini memerlukan exergi dari luar untuk pengoperasiannya antara lain untuk pompa pompa. Pada kolom (4) menunjukkan nilai exergi dalam bentuk daya keluar misalnya pada turbin nilainya adalah positif dan nilai negatip menunjukkan daya masuk yang diperlukan misalnya untuk menggerakkan pompa pompa.

Kolom (5) terlihat exergi yang hilang pada peralatan dimana untuk alat penukar kalor hal ini dapat disebabkan karena aliran fluida yang masuk peralatan tidak homogen, adanya kerugian pada proses perpindahan panas, adanya kebocoran kalor kelingkungan dan untuk peralatan yang berputar hal ini disebabkan adanya exergi yang hilang karena kerugian mekanis antara lain pada bantalan poros yang berputar.

Tabel 5.1 Hasil perhitungan Exergi siklus PLTU– Sistem Peralatan

No. (1)	Nama (2)	Exergi dari sistem [kW]			Efisiensi exergi Fungsional [%]	Efisiensi exergi universal [%]
		Total (3)	Daya /Panas (4)	Hilang (5)	(6)	(7)
1	Boiler	206262,9	0	206262,9	40,54	42,92
5	Turbin	128339,1	113939,39	14399,67	88,78	90,72
2	Kondenser	10566,07	0	10566,07	7,93	18,19
9	Flash,Heater	460,67	0	460,67	79,51	85,97
11	Flash,Heater	606,82	0	606,82	86,74	93,96
12	Flash,Heater	240,63	0	240,63	73,87	80,69
15	Flash,Heater	658,65	0	658,65	89,5	95,82
13	Deaerator	48,8	0	48,8	85,34	98,64
7	Pompa	-1378,41	-1563,45	185,04	88,16	96,37
4	Pompa	-1148,56	-1300,3	151,74	88,33	89,07
14	Pompa	-845,55	-1044,66	199,11	80,94	86,6
6	Pompa	-29,66	-40,77	11,11	72,75	96,28

Tabel 5.2 Hasil perhitungan Unjuk kerja PLTU Siklus biner dua tingkat tekanan

Uraian (1)	No. (2)	Peralatan (3)	Exergi (kW)
			(4)
Siklus uap (PLTU)	29	Boiler	-346,895
Daya keluaran (Brutto)	1	Turbin- Generator 1	112,800
Daya alat bantu	27	BFPump-Air	-1,563
	7&8	Pompa pompa -air lainnya	-2,386
Total PLTU			
Daya keluaran (Brutto)			112,800
Daya keluaran (Netto)			108851
Efisiensi : Brutto			32,52%
Netto			31,38%

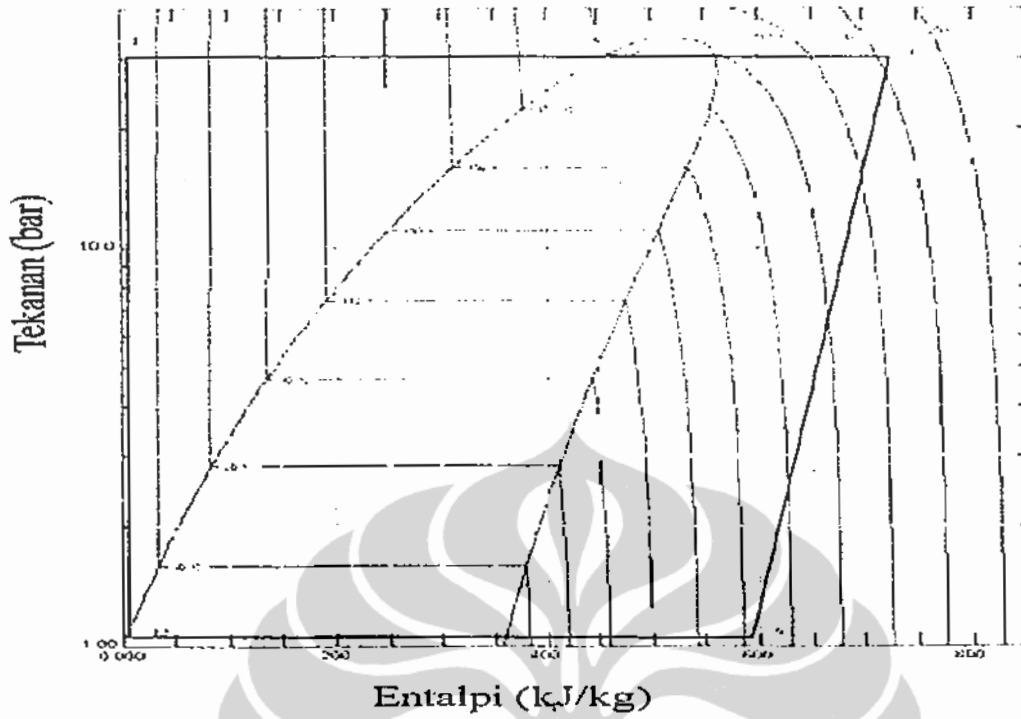
Tabel 5.1, kolom (6) dan (7) adalah efisiensi exergi yang dihitung sesuai persamaan pada bab 2. 2.6 persamaan mulai 2.34 sampai 2.38. Hasil perhitungan unjuk kerja exergi untuk siklus PLTU klas 100 MW dimuat pada tabel 5.2. Terlihat dari tabel

tersebut peralatan utama PLTU yang di hitung unjuk kerjanya pada kolom (3) dan unjuk kerjanya terlihat pada kolom(4) hasil perhitungan efisiensi exergi yang dihitung sesuai pada bab 2.2.6 persamaan 2.33 terlihat pada kolom (4) baris 7 dan 8.

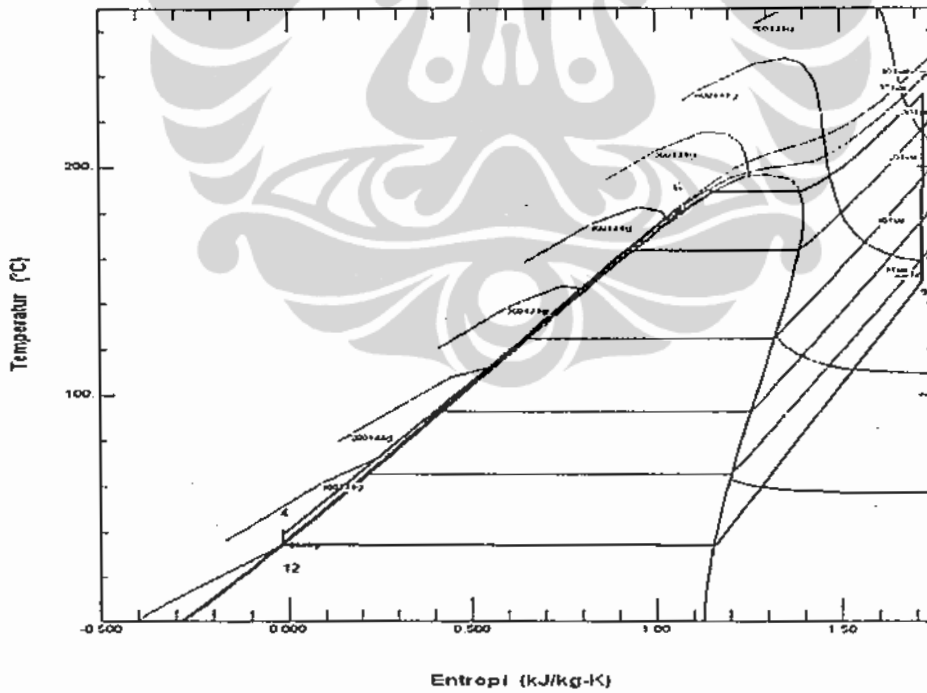
5.1.2. Hasil perhitungan exergi siklus biner satu tingkat tekanan.

Hasil perhitungan, simulasi exergi untuk siklus biner PLTU satu tingkat tekanan, sesuai diagram alir pada Bab 4 gambar 4.5 dan dengan menggunakan data input PLTU tipikal kelas 100 MW, dapat digambarkan siklus proses dalam diagram P-h (Tekanan dengan entalpi) dan diagram T-s (Temperatur dan entropi) yang masing-masing ditunjukkan pada gambar 5.2 a dan 5.2 b dan sesuai dengan dengan hasil simulasi yang dilakukan oleh Rasyid et. al (2008) akan diperoleh neraca exergi pada beban 100% sebagaimana dapat ditunjukkan pada gambar 5.2 c dan hasil perhitungan terinci energi dan exergi terlihat pada lampiran 6.

Sumber panas siklus biner untuk menguapkan pentana pada *Evaporator 1* adalah uap ekstraksi dari turbin uap tekanan rendah PLTU dengan temperatur uap 236°C, tekanan 11 bar, kapasitasnya 69 kg/s, exerginya 60.1 MW dan ekstraksi tambahan exerginya 5,8 MW dengan pengambilan uap ekstraksi sebanyak ini daya turbin uap PLTU menurun sekitar 40% menjadi 68 MW. Gas n-Pentana keluar evaporator dengan kapasitas 304 kg/s, tekanan 30 bar dan temperaturnya 235°C dengan besar exerginya 65 MW dimasukkan ke turbin Pentana dan menghasilkan daya keluaran turbin generator 2 sekitar 47 MW dengan asumsi efisiensi termal turbin 90%, efisiensi generator 99 % dan gas Pentana keluar dari turbin Pentana 1 dengan tekanan 1,1 bar besar exerginya 16,8 MW. Gas pentana keluar turbin pentana tersebut masih mempunyai exergi yang cukup besar yakni 16,8 MW oleh karena itu masih bisa dimanfaatkan menghasilkan tenaga atau untuk megoperasikan siklus biner untuk tekanan yang lebih rendah.

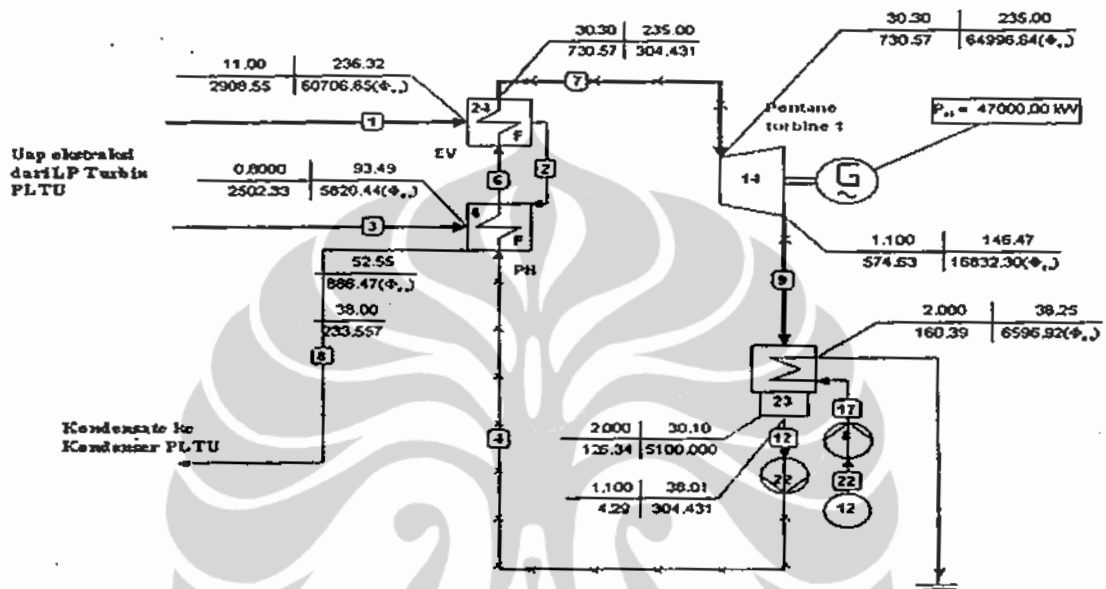


Gamb 5.2 a P-h Diagram SB I PLTU I Tingkat tekanan



Gamb 5.2 b T-s Diagram SB I PLTU I Tingkat tekanan

Gas pentana sesudah keluar turbin dialirkan ke kondenser dan dikondensasikan oleh air dingin dan menjadi pentana fase cair



Gambar 5.2c Diagram neraca kalor siklus biner PLTU satu tingkat tekanan.

Hasil perhitungan, simulasi exergi untuk peralatan peralatan siklus biner PLTU 1 tingkat tekanan dimuat pada tabel 5.3. Terlihat dari tabel tersebut nama-nama peralatan utama siklus biner PLTU 1 tingkat tekanan yang di hitung nilai exerginya yakni pada kolom (2). Hasil perhitungan terlihat nilai exergi total aktual yang berguna untuk proses konversi exergi adalah pada kolom (3) yakni nilai aliran exergi yang berguna untuk proses transfer exergi dimana nilai positif menunjukkan nilai exergi yang dapat ditranfer untuk proses konversi kalor misalnya pada peralatan pemindah panas antara lain boiler, kondenser dan peralatan konversi daya seperti turbin. Bilamana kolom (3) nilainya negatif menunjukkan peralatan ini memerlukan exergi dari luar untuk pengoperasiannya antara lain pada pompa pompa. Pada kolom (4) menunjukkan nilai exergi dalam bentuk daya keluar misalnya pada turbin nilainya adalah positif dan nilai negatif menunjukkan daya masuk yang diperlukan misalnya untuk menggerakkan pompa pompa. Kolom (5) terlihat exergi yang hilang pada

peralatan, kolom (6) dan (7) adalah efisiensi exergi yang dihitung sesuai persamaan pada bab 2.2.6 persamaan mulai 2.34 sampai 2.38.

Tabel 5.3 Hasil perhitungan Exergi siklus Biner satu tingkat – Sistem Peralatan

No. (1)	Nama (2)	Exergi dari sistem [kW]			Effisiensi exergi Fungsional	Effisiensi exergi universal
		Total (3)	Daya /Panas (4)	Hilang (5)	[%] (6)	[%] (7)
1	Turbin2 -14	14798,93	14892,85	-93,92	100,63	100,53
2	Kondenser -13	380,81	0	380,81	86,55	87,82
3	Kondenser -23	125,02	0	125,02	97,69	97,95
4	Pemanas-6	102,91	0	102,91	99,03	99,26
5	Pemanas-21	2236,95	0	2236,95	88,46	91,07
6	Pemanas -24	9,9	0	9,9	99,98	99,99
7	H, X,-11	2702,39	0	2702,39	8,26	64,16
8	H, X-25	1170,37	0	1170,37	6,99	62,74
9	Pompa -18	-358,26	-440,13	81,87	81,4	84,59
10	Pompa -8	-173,57	-213,89	40,32	81,15	92,09
11	Pompa -22	-1574,32	-1933,99	359,66	81,4	83,27
12	Pompa -15	-88,75	-109,36	20,62	81,15	92,09
13	Pompa -26	-387,16	-443,73	56,57	87,25	96,8

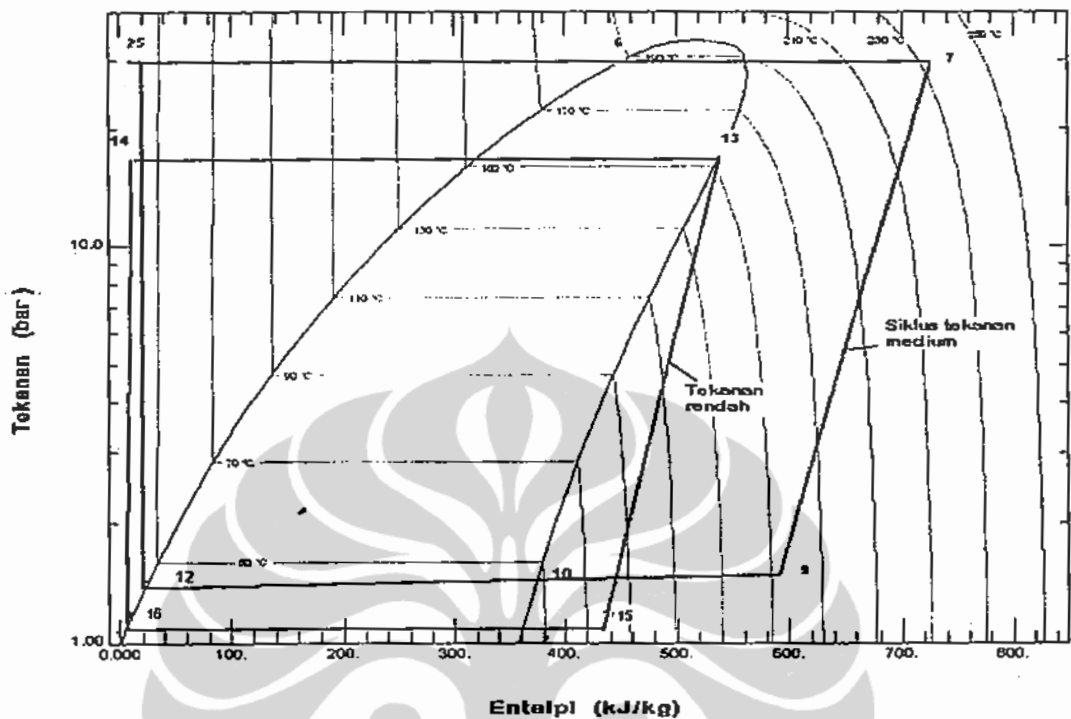
Hasil perhitungan unjuk kerja untuk siklus biner PLTU 1 tingkat tekanan dimuat pada tabel 5.4. Terlihat dari tabel tersebut peralatan utama PLTU yang di hitung unjuk kerjanya pada kolom (3) dan unjuk kerjanya terlihat pada kolom(4) hasil perhitungan efisiensi exergi yang dihitung sesuai pada bab 2.2.6 persamaan 2.33 terlihat pada kolom (4) baris 9 sampai 11.

Tabel 5.4 Hasil perhitungan Unjuk kerja PLTU Siklus biner satu tingkat tekanan

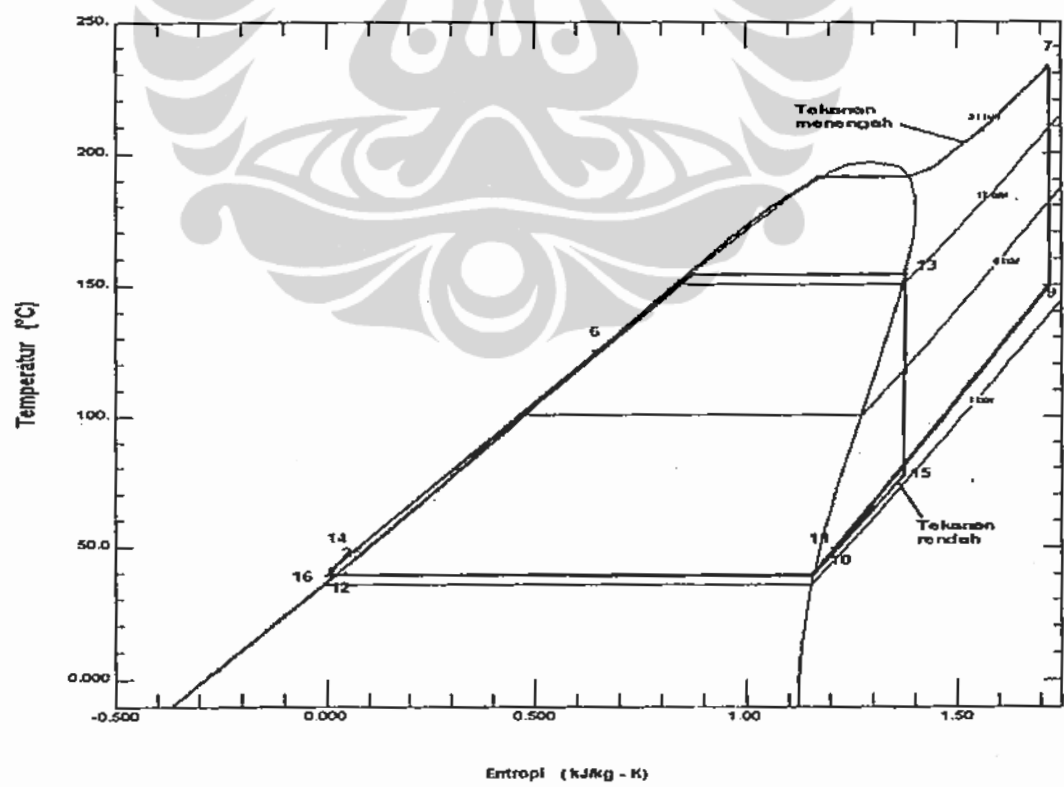
No (0)	Uraian (1)	No.peralatan (2)	Peralatan (3)	Exergi (kW) (4)
1	Siklus uap (PLTU)	29	Boiler	-346,724
2	Daya keluaran (Brutto)	5	Turbin- Generator 1	68,000
3	Daya alat bantu	27	BFPump-Air	-1,488
4		7,8	Pompa pompa -air	-33,46
5	Siklus biner (SB)			
6	Daya keluaran (Brutto)	14	Turbine Generator 2	47,000
7	Daya alat bantu			
8		22	Pompa -MPPentana	-1,792
9		15	Pompa - air	-632
10		11	Pompa air pendingin	-1045
11	Total SB-PLTU			
12	Daya keluaran (Brutto)			115
13	Daya keluaran (Netto)			110
14	Efisiensi : Brutto			33,14%
	Netto			31,69%

5.1.3 Hasil perhitungan exergi siklus biner dua tingkat tekanan.

Hasil perhitungan simulasi exergi untuk siklus biner untuk siklus biner PLTU dua tingkat tekanan, sesuai diagram alir pada Bab 4 gambar 4.6 dan dengan menggunakan data input PLTU tipikal kelas 100 MW, dapat digambarkan siklus proses dalam diagram P-h (Tekanan dengan entalpi) dan diagram T-s (Temperatur dan entropi) yang masing-masing ditunjukkan pada gambar 5.3a dan 5.3b hal ini sesuai dengan dengan hasil simulasi yang dilakukan oleh Rasyid et. al (2008) dan akan diperoleh neraca exergi pada beban 100% sebagaimana dapat dilihat pada gambar 5.3c hasil simulasi secara rinci dapat dilihat pada lampiran 7. Sumber panas siklus biner untuk penguapan pentana pada Evaporator 1 adalah uap ekstraksi dari turbin uap PLTU dengan temperatur uap 236°C, tekanan 11 bar, kapasitasnya 69,4 kg/s, exerginya 61,1 MW, 7,6 MW dan 5,8 MW dengan pengambilan uap ekstraksi sebanyak ini daya

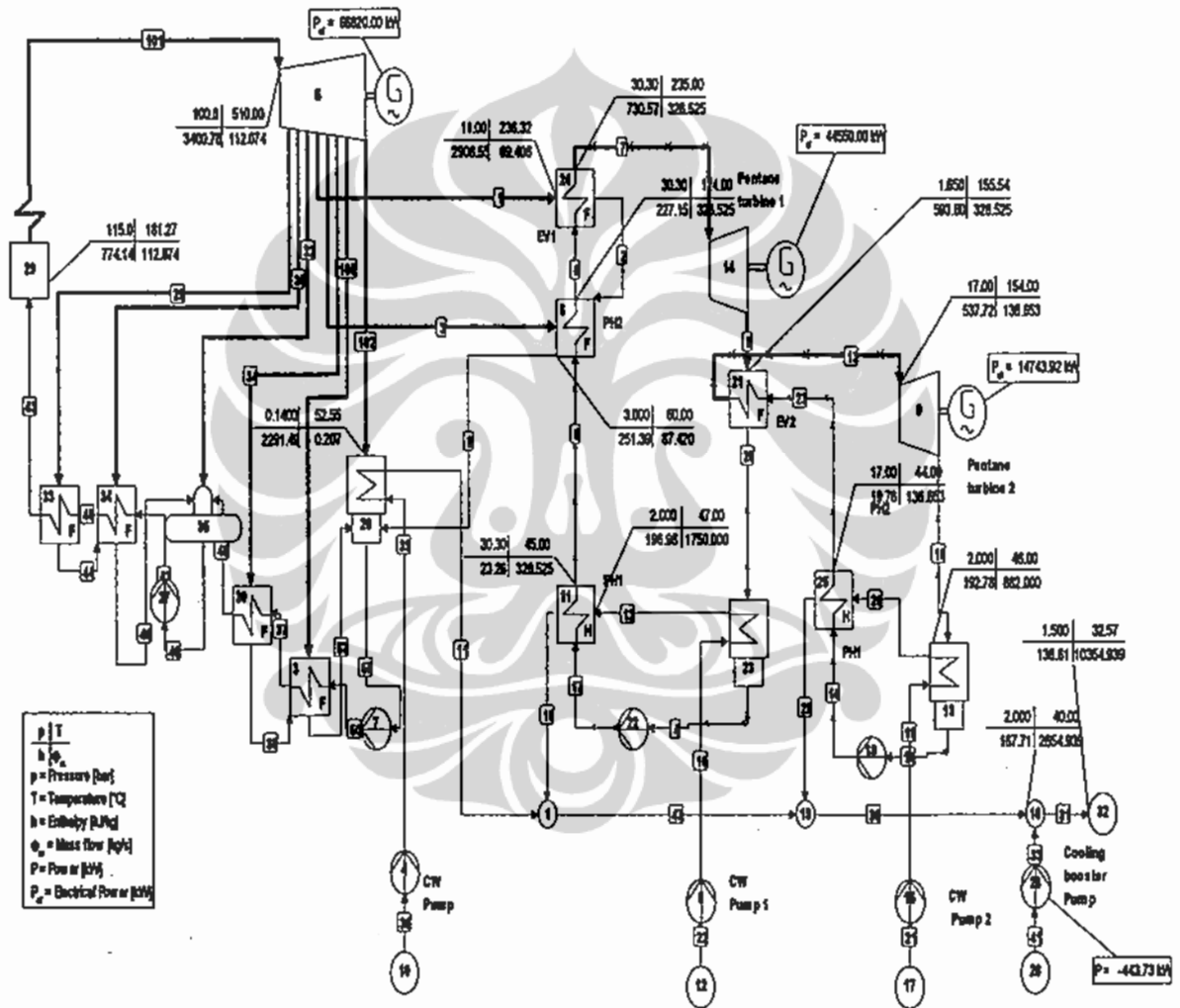


Gamb 5.3 a . P-h Diagram SB2 PLTU 2 Tingkat tekanan



Gambar 5.3 b T-s Diagram SB2 PLTU 2 Tingkat tekanan

turbin uap PLTU menurun sekitar 40% menjadi 66,8 MW. Gas n-Pentana keluar evaporator-1 dengan kapasitas 328 kg/s, tekanan 30 bar dan temperaturnya 235°C dengan besar exerginya 70,14 MW dimasukkan ke turbin Pentana 1 dan menghasilkan daya keluaran turbin generator 1 sekitar 44,5 MW dengan asumsi gas Pentana keluar dari turbin Pentana 1 dengan tekanan 1,65 bar besar exerginya 24,5 MW.



Gambar 5.3 c . Diagram neraca kalor siklus biner PLTU dua tingkat tekanan.

Gas pentana keluar turbin pentana 1 masih mempunyai exergi yang besar yakni 24,5 MW oleh karena itu bisa digunakan untuk memanaskan pentana dalam evaporator 2 dengan tekanan yang lebih rendah. Gas pentana sesudah memanaskan evaporator 2 dialirkan ke kondensator yang akan dikondensasikan oleh air dingin dan menjadi pentana fase cair. Gas Pentana keluar evaporator 2 dengan Temperatur

154°C dan tekanan 17 bar, kapasitas 328 kg/s, dengan exergi sebesar 17,7 MW, tekanan uap pentana keluar turbin dua 1,05 bar dan temperaturnya 75°C exerginya 2,8 MW dan menghasilkan daya keluaran turbin - generator 2 sebesar 14,7 MW, selanjutnya netto keluaran total siklus biner PLTU adalah 112,12 MW. Karena exergi uap pentana keluar turbin dua exerginya hanya 2,8 MW maka terlalu rendah bila dipakai sebagai sumber panas untuk mengoperasikan siklus biner tingkat berikutnya, maka selanjutnya uap pentana langsung dibuang panasnya ke kondenser dan terkondensasi menjadi pentana cair keluar kondenser pada kondisi temperatur 38°C, tekanan 1,1 bar. Limbah termal keluar kondenser siklus biner PLTU dengan exergi sekitar 2,6 MW suhu 40°C kemudian perlu diturunkan ke temperatur batas amdal yakni menjadi 32°C ($\Delta T=2^\circ\text{C}$ plus temperatur air lingkungan) dicampur dengan air dingin lingkungan (30°C) dengan pompa pendingin yang memerlukan volume 7700 kg/s dan daya pompa sekitar 0,44 MW. Selanjutnya limbah tersebut sudah memenuhi syarat untuk dibuang ke lingkungan.

Tabel 5.5 Hasil perhitungan Exergi siklus Biner dua tingkat – Sistem Peralatan

No. (1)	Nama (2)	Exergi dari sistem [kW]			Efisiensi exergi Fungsional	Efisiensi exergi universal
		Total (3)	Daya /Panas (4)	Hilang (5)	[%] (6)	[%] (7)
9	Turbin2	14798,93	14892,85	-93,92	100,63	100,53
14	Turbin3	45639,64	45000	639,64	98,6	99,09
13	Kondenser	380,81	0	380,81	86,55	87,82
23	Kondenser	125,02	0	125,02	97,69	97,95
6	Pemanas	102,91	0	102,91	99,03	99,26
21	Pemanas	2236,95	0	2236,95	88,46	91,07
24	Pemanas	9,9	0	9,9	99,98	99,99
11	H, X,	2702,39	0	2702,39	8,26	64,16
25	H, X	1170,37	0	1170,37	6,99	62,74
18	Pompa	-358,26	-440,13	81,87	81,4	84,59
8	Pompa	-173,57	-213,89	40,32	81,15	92,09
22	Pompa	-1574,32	-1933,99	359,66	81,4	83,27
15	Pompa	-88,75	-109,36	20,62	81,15	92,09
26	Pompa	-387,16	-443,73	56,57	87,25	96,8

Hasil perhitungan, simulasi exergi untuk peralatan peralatan siklus biner PLTU 2 tingkat tekanan dimuat pada tabel 5.5. Nama-nama peralatan utama siklus biner PLTU 2 tingkat tekanan dimuat pada kolom (2). Nilai exergi total yang berguna untuk proses konversi exergi adalah pada kolom (3). Pada kolom (4) menunjukkan nilai exergi dalam bentuk daya misalnya pada turbin nilainya adalah positif dan nilai negatif menunjukkan daya masuk yang diperlukan misalnya untuk menggerakkan pompa pompa. Kolom (5) terlihat exergi yang hilang pada peralatan, kolom (6) dan (7) adalah efisiensi exergi yang dihitung sesuai persamaan pada bab 2.2.6 .

Hasil perhitungan unjuk kerja untuk siklus biner PLTU 2 tingkat tekanan dimuat pada tabel 5.6. Terlihat dari tabel tersebut peralatan utama PLTU yang di hitung unjuk kerjanya pada kolom (3) dan unjuk kerjanya terlihat pada kolom (4) hasil perhitungan efisiensi exergi yang dihitung sesuai pada bab 2.2.6 persamaan 2.33 terlihat pada kolom (4) baris 12 sampai 15.

Tabel 5.6 Hasil perhitungan unjuk kerja PLTU siklus biner dua tingkat tekanan

Uraian (1)	No. (2)	Peralatan (3)	Exergi
			[kW]
Siklus uap (PLTU)	29	Boiler	-346,724,62
Daya keluaran (Brutto)	1	Turbin- Generator 1	66,820,00
Daya alat bantu	27	BFPump-Air	-1,487,49
	7&8	Pompa pompa -air	-33,46
Siklus biner (SB)	3	Turbine Generator 2	14,472,54
Daya keluaran (Brutto)	2	Turbine Generator 3	44,550,00
Daya alat bantu	18	Pompa -LP Pentana	-438,5
	8	Pompa - air	-216,99
	22	Pompa -MPPentana	-1,933,99
	15	Pompa - air	-109,36
	26	Pompa air pendingin	-443,73
Total SB-PLTU			
Daya keluaran (Brutto)			125,842,54
Daya keluaran (Netto)			121,179,04
Efisiensi : Brutto			36,30%
Netto			34,95%

5.1.4. Siklus biner tiga tingkat tekanan

Apabila ditambah satu siklus biner tekanan yang lebih rendah maka bisa ditambah evaporator ke 3 yang dipasang diantara keluaran turbin pentana 2 dan kondensor siklus biner PLTU dua tingkat yang disebut siklus biner PLTU 3 tingkat.

Kemudian diadakan simulasi seperti yang dilaksanakan sebelumnya. Hasil simulasi unjuk kerja siklus biner PLTU tiga tingkat tekanan tersebut dirangkum pada tabel 5.7 hasil simulasi secara rinci dapat dilihat pada lampiran 8, dibanding Siklus biner PLTU 2 tingkat unjuk kerjanya menurun sekitar 1,6 % hal ini disebabkan entalpi yang keluar dari kondensor 2 sudah terlalu rendah sehingga konversi energinya ke siklus biner tingkat 3 tidak setimbang dibanding energi yang diperlukan untuk menghasilkannya, sehingga netto keluarannya menjadi hanya 119,3 MW.

5.1.5. Ringkasan hasil perhitungan exergi pada alternatif siklus biner

Ringkasan hasil simulasi, analisis exergi unjuk kerja beberapa tipe pembangkit siklus biner PLTU dapat dilihat pada tabel 5.7. Berdasarkan ringkasan hasil simulasi tersebut dapat di analisis sebagai berikut :

Kolom (4) menunjukkan nilai exergi dan unjuk kerja PLTU kelas 100MW yang digunakan sebagai acuan pemasangan siklus biner, dari perhitungan untuk menghasilkan keluaran generator 112,8 MW diperlukan aliran exergi masuk boiler 346,9 MW, dengan daya keluaran netto siklus biner PLTU 108,85 MW dan efisiensi 31,4%. Pada kolom (5) menunjukkan aliran exergi dan unjuk kerja siklus biner PLTU 1 tingkat dimana terlihat aliran exergi masuk boiler dijaga tetap 346,9 MW, dengan tambahan siklus biner 1 tingkat, maka akan ada aliran uap ekstraksi dengan nilai exergi 66,5 MW, sehingga keluaran generator turun menjadi 66 MW namun ada tambahan keluaran turbin generator pentane sebesar 47 MW, sehingga unjuk kerja pembangkit meningkat dengan daya keluaran netto menjadi 115 MW dan efisiensi naik menjadi 31,7%. Pada kolom (6) menunjukkan aliran exergi dan unjuk kerja siklus biner PLTU 2 tingkat dimana terlihat aliran exergi masuk boiler dijaga tetap

346,7 MW, dengan tambahan siklus biner 2 tingkat, maka akan ada aliran uap ekstraksi dengan nilai exergi 68,72 MW, sehingga keluaran generator turun menjadi 66,82 MW namun ada tambahan keluaran turbin generator pentane 1 dan 2 total sebesar 59 MW, sehingga unjuk kerja pembangkit meningkat dengan daya keluaran netto menjadi 121,2 MW dan efisiensi naik menjadi 34,95%.

Tabel 5.7 Ringkasan hasil perhitungan unjuk kerja siklus biner PLTU

No (o)	Uraian (1)	No. (2)	Peralatan (3)	PLTU	SB1PLTU	SB2PLTU
				Exergi -kW (4)	Exergi -kW (5)	Exergi -kW (6)
1	Siklus uap (PLTU)	29	Boiler	-346.895	-346.724	-346.724,62
2	Daya keluaran (Brutto)	1	Turbin- Generator 1	112.800	68.000	66.820,00
3	Daya alat bantu	27	BFPump-Air	-1.563	-1.488	-1.487,49
4		7&8	Pompa pompa -air	-2.386	-33,46	-33,46
5	Siklus biner (SB)	3	Turbine Generator 2		47.000	14.472,54
6	Daya keluaran (Brutto)	2	Turbine Generator 3			44.550,00
7	Daya alat bantu	18	Pompa -LP Pentana			-438,5
8		8	Pompa - air			-216,99
9						
10						
11		22	Pompa -MPPentana		-1.792	-1.933,99
12		15	Pompa - air		-632	-109,36
13		26	Pompa air pendingin		-1045	-443,73
14	Total SB-PLTU					
15	Daya keluaran (Brutto)			112.800	115	125.842,54
16	Daya keluaran (Netto)			108851	110	121.179,04
17	Efisiensi : Brutto			32,52%	33,14%	36,30%
18	Netto			31,38%	31,69%	34,95%

Catatan :

Aliran exergi ekstraksi
PLTU

66.500 kW

68.720 kW

Dari ringkasan hasil perbandingan perhitungan exergi masing masing alternatif siklus biner PLTU tersebut dan terlihat pada table 5.7 menunjukkan bahwa siklus biner

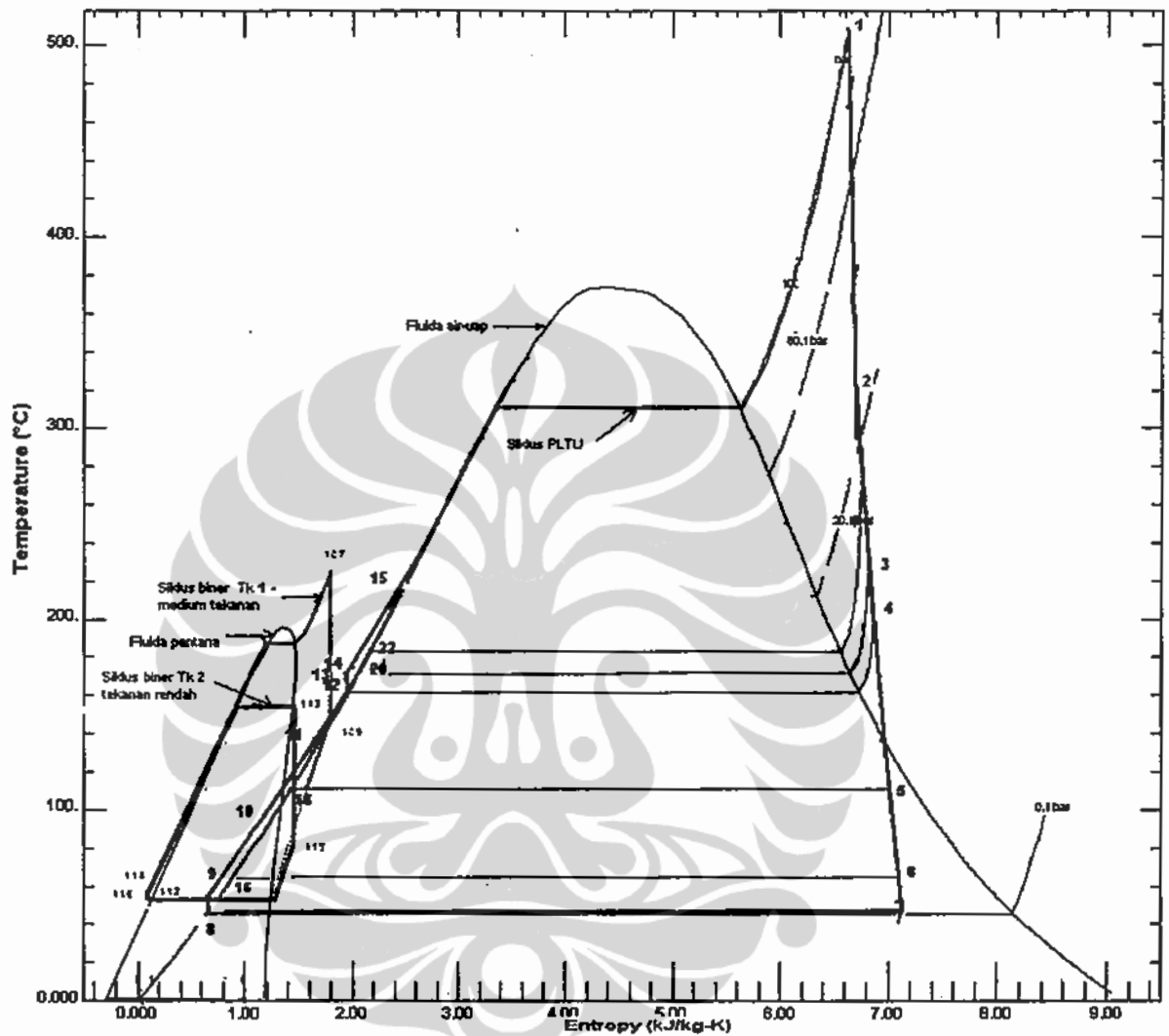
PLTU yang paling tinggi unjuk kerjanya adalah alternatif ke 2 yakni siklus biner PLTU dua tingkat tekanan yang disingkat SB2PLTU dengan efisiensi exergi bruto 36.3% atau kenaikan efisiensinya 11% dan kenaikan daya keluaran pembangkit 13 MW atau 11.5% dibanding PLTU konvensional,

5.1.6 Ringkasan hasil analisis termodinamika siklus biner PLTU

Sebagai rangkaian alat analisis kelayakan termodinamika adalah analisis diagram P-h dan T-s dari siklus biner PLTU yang menunjukkan semua siklus fluida secara lengkap. Dalam penelitian ini khususnya diadakan analisis untuk alternatif siklus biner PLTU dua tingkat tekanan dengan pertimbangan karena siklus biner tipe ini sesuai analisis sub bab sebelumnya adalah yang paling tinggi unjuk kerjanya, dan kemungkinan akan dapat menjadi alternatif yang terpilih bila analisis keekonomiannya layak.

Diagram T-s dan P-h siklus biner SB2 PLTU 2 Tingkat tekanan siklus lengkap yang menunjukkan siklus kedua fluida dapat dilihat masing – masing pada Gambar 5.3 d dan gambar 5.3e , siklus air-uap ditunjukkan dengan garis warna merah, siklus pentana tekanan medium dengan garis warna hijau dan siklus pentana tekanan rendah ditunjukkan dengan garis warna biru. Pada diagram T-s dan P-h terlihat dua kurva fluida kerja yakni kurva sebelah kanan, kurva besar adalah kurva air-uap yang beroperasi pada temperatur dan tekanan tinggi yakni tekanan puncak sekitar 250 bar dan temperatur puncak sekitar 380⁰ C.

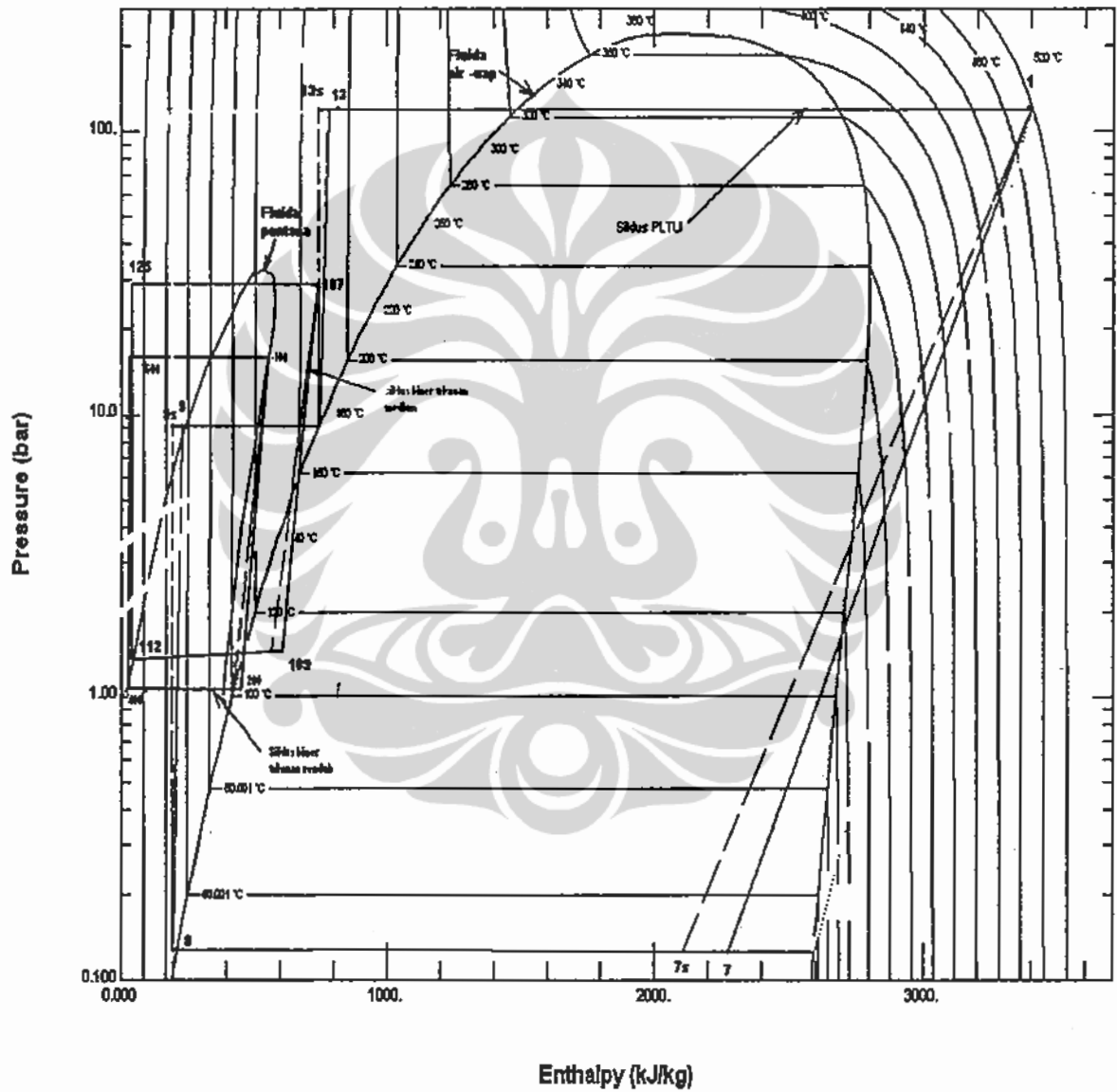
Kurva sebelah kiri yang lebih kecil adalah kurva fluida biner pentana yang beroperasi pada temperatur dan tekanan yang lebih rendah . Siklus PLTU rankine air-uap kelas 100 MW ini beroperasi sesuai garis warna merah yakni uap panas lanjut keluar dari boiler uap dengan tekanan dan temperatur masing masing sebesar 100 bar dan temperature 510⁰ C.



Gambar 5.3 d. T-s Diagram siklus biner SB2 PLTU 2 Tingkat tekanan

Pada diagram P-h PLTU konvensional sesuai gambar 5.1.a, terlihat kalor yang akan dikonversi untuk menghasilkan keluaran daya pembangkit PLTU adalah sesuai garis horisontal entalpi h_1-h_7 akan menghasilkan daya keluaran sebesar 109 MW atau tanpa siklus biner. Dengan pemasangan siklus biner pada PLTU daya keluaran turbin uap menurun menjadi 66,5 MW, namun pada siklus biner sesuai gambar 5.3 d dan 5.3.e akan menghasilkan tambahan keluaran daya, masing masing dari turbin pentane -siklus biner tingkat 1, sesuai garis horisontal $h_{107}-h_{109}$ akan menghasilkan

daya keluaran sebesar 42.4 MW dan tambahan keluaran daya pada tingkat 2 sesuai kalor garis horizontal $h_{100}-h_{200}$ yang menghasilkan daya sebesar 11,8 MW sehingga daya keluaran siklus biner PLTU total sebesar 120 MW atau 11.5% lebih besar dari daya keluaran PLTU konvensional.

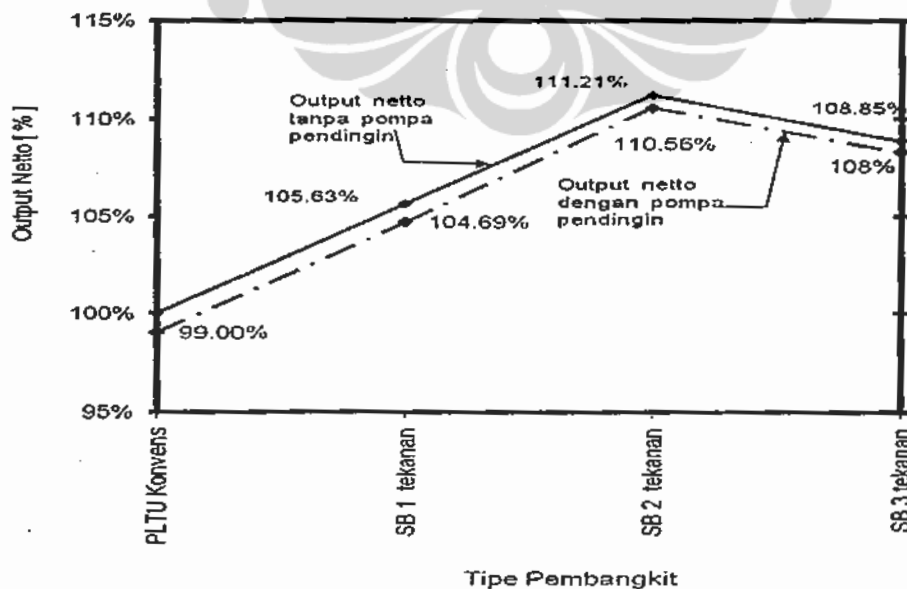


Gambar 5.3 e . T-s Diagram siklus biner SB2 PLTU 2 Tingkat tekanan

5.2. PERBANDINGAN HASIL PERHITUNGAN UNJUK KERJA PEMBANGKIT

5.2.1 Perbandingan hasil perhitungan terhadap daya keluaran pembangkit

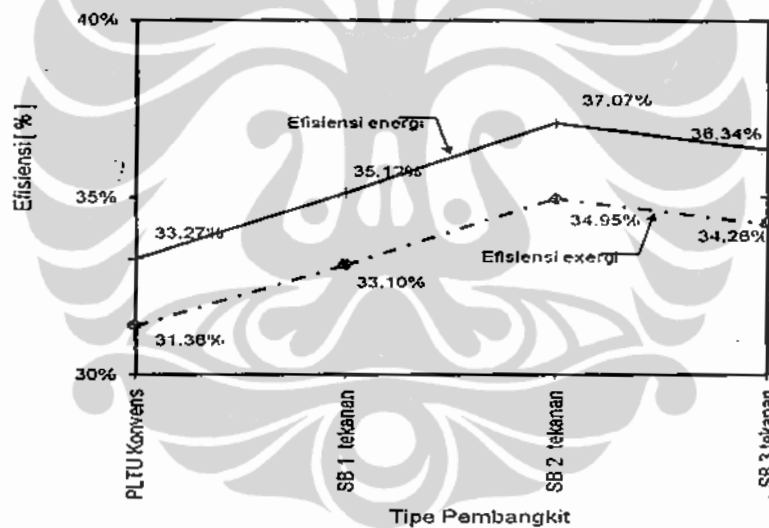
Hasil perhitungan exergi untuk daya keluaran pembangkit pada masing-masing tipe pembangkit dimuat pada pada tabel 5.7 secara grafis terlihat pada gambar 5.4. Kurva atas menunjukkan daya keluaran pembangkit tanpa pompa pendingin, sedangkan kurva bawah adalah keluaran netto pembangkit termasuk daya pompa air pendingin. Pompa air pendingin ini adalah untuk memasok tambahan air untuk mendinginkan temperatur air limbah sehingga beda temperatur dengan lingkungan tidak lebih dari 2°C. Daya keluaran siklus biner PLTU satu tingkat tekanan, dibandingkan dengan PLTU meningkat menjadi 105.6 %, dan pada siklus biner PLTU dua tingkat tekanan daya keluarannya yang naik lebih tinggi menjadi 111% dan sedangkan siklusnya ditambah menjadi tiga tingkat tekanan daya keluarannya menurun yakni menjadi 109 %. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan daya dengan siklus biner PLTU tiga tingkat lebih kecil dibandingkan dengan daya yang diperlukan untuk menggerakkan pompa pompa dan alat bantu lainnya, hal ini karena kondisi gas pentana yang di hasilkan evaporator 3 untuk penggerak turbin pentana 3 temperaturnya terlalu rendah yakni hanya 85 °C atau terlalu dekat dengan kondisi ambient ($T = 30^{\circ}\text{C}$).



Gambar 5.4 Kurva tipe pembangkit terhadap Daya keluaran

5.2.2. Perbandingan hasil perhitungan terhadap peningkatan efisiensi pembangkit

Pada siklus biner PLTU Efisiensi exerginya akan meningkat dengan bertambahnya jumlah *cascade*/tingkat tekanan seperti terlihat pada gambar 5.5, dimana efisiensi exerginya pada PLTU konvensional hanya 31,36 %, kemudian pada siklus biner PLTU satu tingkat tekanan efisiensinya naik 33,1%, pada siklus biner PLTU dua tingkat tekanan naik menjadi 37,1 % dan 35 %. Pada tiga tingkat tekanan efisiensinya menunjukkan penurunan hal ini disebabkan bahwa penambahan menjadi tiga tingkat tekanan tidak efisien karena kondisi temperatur (85°C) dan tekanan gas pentana (12 bar) yang dihasilkan evaporator tiga sebagai penggerak turbin pentana (tekanan rendah) terlalu rendah atau terlalu dekat dengan kondisi ambient ($T=30^{\circ}\text{C}$).



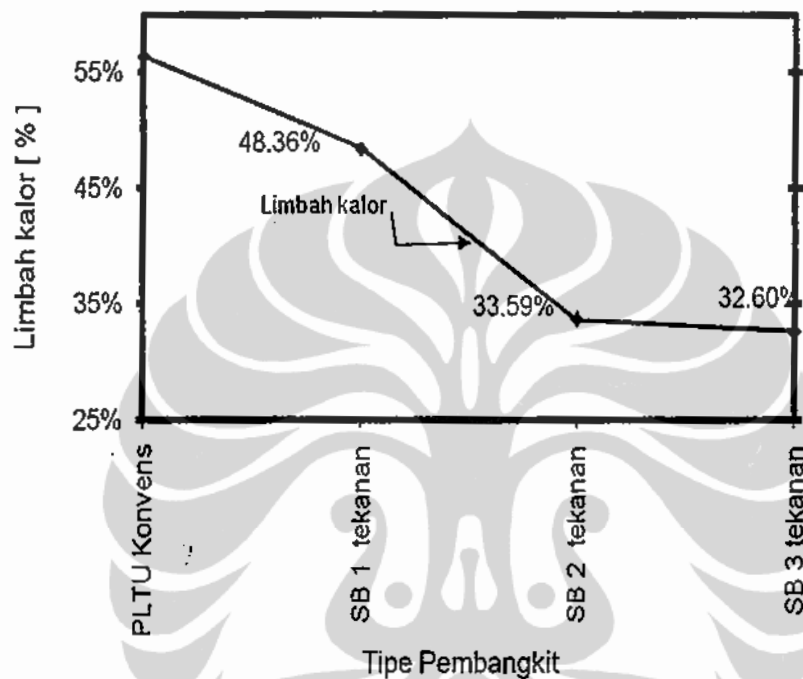
Gambar 5.5 Kurva tipe pembangkit terhadap Efisiensi

5.3. PERBANDINGAN HASIL PERHITUNGAN TERHADAP ASPEK LINGKUNGAN

5.3.1 Penurunan limbah termal PLTU terhadap variasi tingkat tekanan siklus biner PLTU

Upaya peningkatan efisiensi pembangkit akan menghasilkan perbaikan terhadap aspek lingkungan, (E.N.Serova, 2004), demikian juga pada siklus biner PLTU bila jumlah tingkat tekanan siklus biner PLTU bertambah, energi limbah yang dibuang ke lingkungan semakin kecil sebagaimana terlihat pada gambar 5.5, terlihat pada siklus

PLTU satu tingkat tekanan dibanding dengan PLTU konvensional energi limbahnya sebesar 56% turun menjadi 48%, pada siklus biner PLTU dua tingkat limbahnya turun menjadi 34% dan pada siklus biner PLTU tiga tingkat limbahnya turun menjadi hanya 33% .



Gambar 5.5. Kurva tipe pembangkit terhadap energi limbah

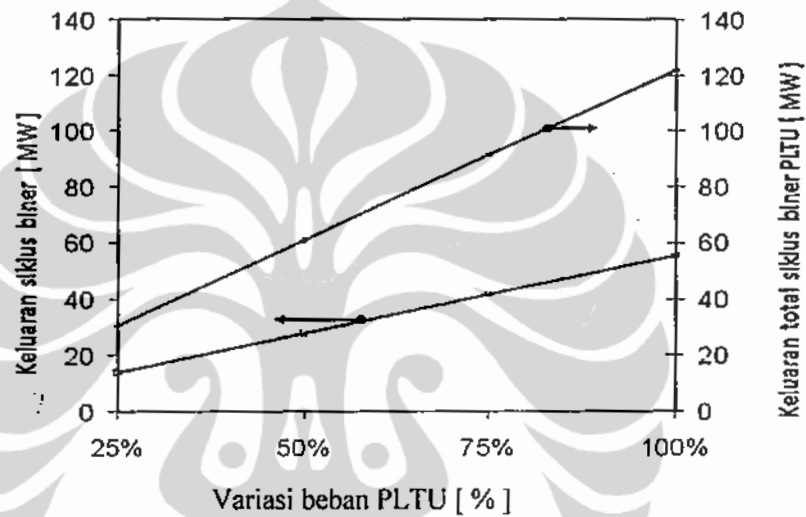
5.4. ANALISIS KEANDALAN PEMBANGKIT DENGAN ANALISIS SENSITIVITAS

Untuk mengevaluasi keandalan dan kestabilan unjuk kerja siklus biner maka dilaksanakan evaluasi sensitivitas unjuk kerja siklus biner terhadap variasi perubahan parameter yang signifikan yang meliputi variasi beban parsial PLTU, kondisi lingkungan antara lain temperatur air pendingin, variasi temperatur dan tekanan uap masuk turbin.

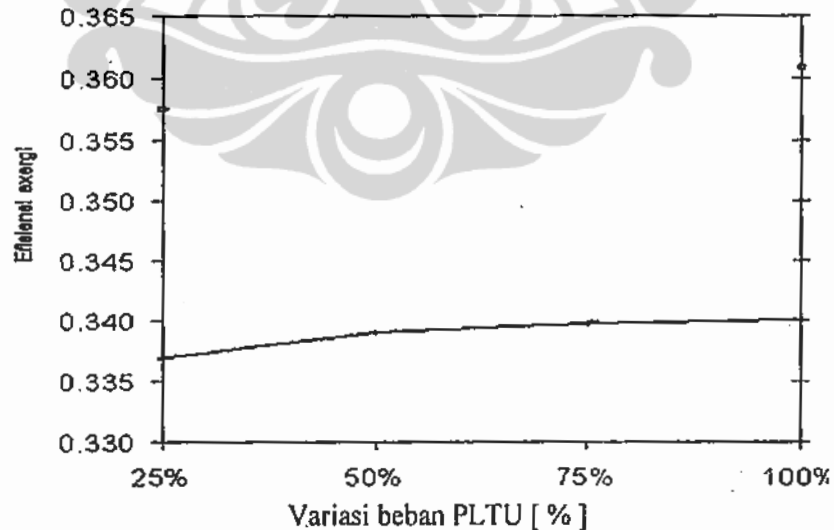
5.4.1. Variasi beban PLTU terhadap unjuk kerja exergi siklus biner PLTU

Hasil simulasi menunjukkan bahwa apabila beban PLTU bervariasi dari 25%, 50%, 75% dan sampai 100%, maka pasokan uap ekstraksi yang masuk ke evaporator 1 juga akan bervariasi berbanding lurus dengan beban pembangkit PLTU. Hasil dari

simulasi selanjutnya menunjukkan bahwa keluaran daya akan meningkat proporsional dengan peningkatan beban PLTU dan efisiensi sebagaimana terlihat pada gambar 5.6 dan 5.7. Gambar 5.6 menunjukkan variasi beban terhadap daya keluaran sedangkan gambar 5.7, menggambarkan pengaruh dari variasi beban terhadap efisiensi exergi. Secara ringkas bahwa variasi beban PLTU tidak mempengaruhi secara signifikan pada siklus biner PLTU. Bila beban diturunkan dari 100% ke minimum 25 %, unjuk kerja siklus biner 2 tingkat akan menurun hanya 0,97 % saja.



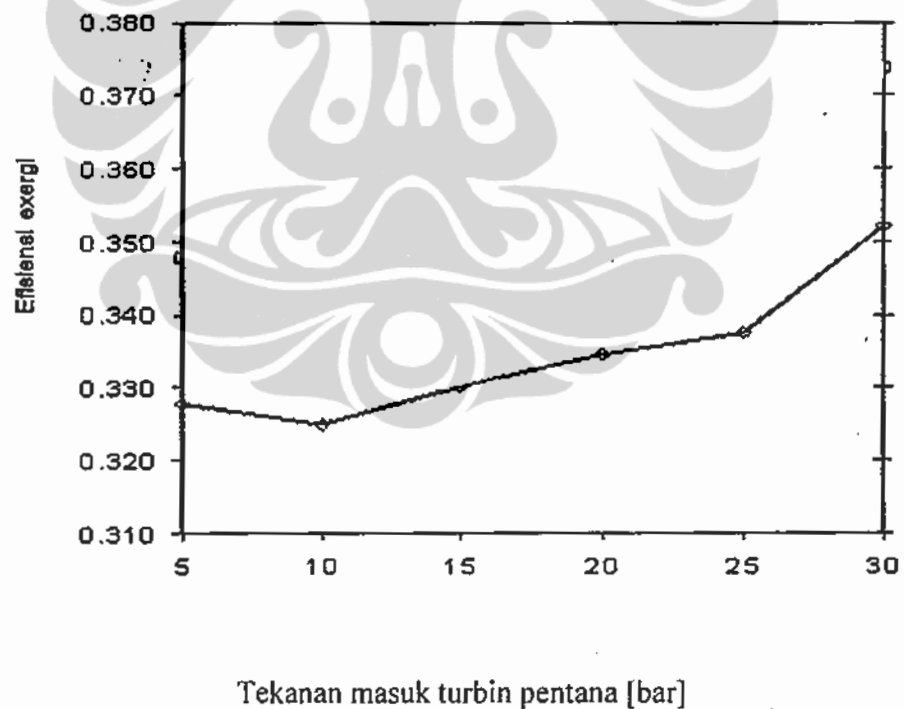
Gambar 5.6. Variasi Beban PLTU terhadap keluaran siklus biner PLTU



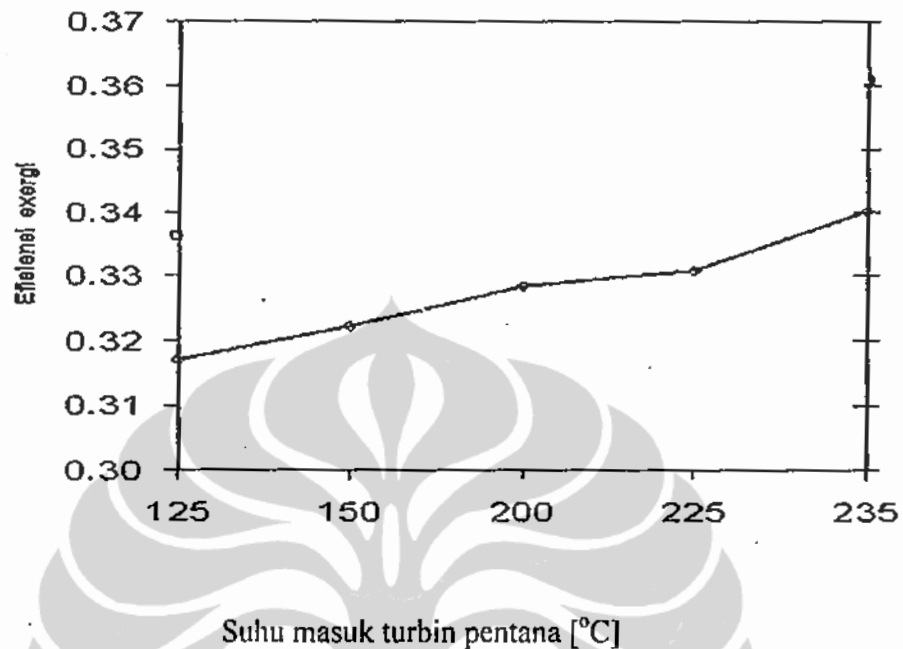
Gambar 5.7. Variasi efisiensi exergi terhadap variasi beban PLTU

5.4.2. Variasi tekanan, temperatur gas pentana terhadap beban dan efisiensi exergi

Dalam operasi aktual tekanan dan temperatur gas pentana masuk turbine pentane SB2 PLTU dapat bervariasi untuk mencapai nilai kondisi yang optimum dalam mengikuti fluktuasi beban pembangkit. Sehingga dalam analisis berikutnya pada siklus biner akan disimulasi dengan variasi tekanan gas pentane dari 5 bar sampai 30 bar dan temperatur dari 125°C sampai ke 235°C. Hasil kalkulasi menunjukkan bahwa pada Siklus biner pada tekanan dan temperatur yang bervariasi menunjukkan bahwa tidak menunjukkan pengaruh yang signifikan terhadap efisiensi exergi. Sebagai gambaran bila tekanan masuk turbin turun dari 30 bar ke 5 bar, maka efisiensi siklus biner 2 tingkat akan menurun hanya 7%, juga bila temperatur masuk turbin turun dari 235°C turun ke 125°C, efisiensi siklus biner 2 tingkat akan menurun hanya 6% sebagaimana ditunjukkan pada gambar 25 dan 26.



Gambar 5.8. Variasi efisiensi energy dan exergi terhadap tekanan masuk turbin



Gambar 5.9. Variasi suhu masuk turbin terhadap efisiensi exergi

5.5. ANALISIS TERMOEKONOMI

Termoekonomik akan mengkombinasikan analisis exergi dan prinsip keekonomian atau istilah lain disebut Exergonomik (Andrian bejan, 1996).

5.5.1 Biaya Exergi

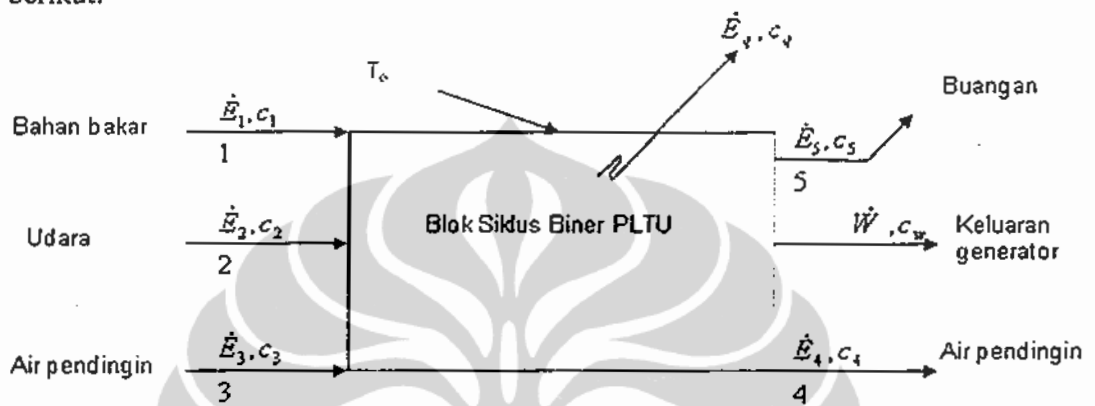
Dalam biaya exergi adalah suatu biaya yang terkait dengan aliran exergi sebagaimana dinyatakan dengan persamaan (44b):

$$\sum_e (c_e E_w)_k + c_{w,k} W_k = C_{q,k} E_{q,k} + \sum_i (C E_i)_k + Z_k \quad (5.1)$$

Persamaan ini menunjukkan secara ringkas bahwa biaya total dari aliran exergi keluar sama dengan jumlah kebutuhan untuk mendapatkannya: Biaya dari aliran exergi masuk plus modal dan biaya lainnya. Demikian untuk aliran masuk dan keluar dari zat yang terkait dengan tingkat perpindahan exergi E_i dan E_e , daya W , dan tingkat perpindahan exergi yang terkait dengan perpindahan panas E_q .

5.5.2 Aplikasi untuk siklus biner PLTU

Unit siklus biner PLTU yang sederhana pada gambar 5.9 dapat analisis sebagai berikut:



Gambar 5.10. Neraca exergi dan biaya

Neraca biaya :

$$\dot{C}_4 + \dot{C}_5 + \dot{C}_w = \dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{C}_3 + \dot{Z} \quad (5.2)$$

Neraca biaya exergi :

$$c_4 \dot{E}_4 + c_5 \dot{E}_5 + c_w \dot{W} + c_q \dot{E}_q = c_1 \dot{E}_1 + c_2 \dot{E}_2 + c_3 \dot{E}_3 + \dot{Z} \quad (5.3)$$

$$c_1 = c_5$$

$$c_q = c_1$$

$$c_4 = c_3$$

Sehingga didapat biaya per unit exergi dari daya yang dibangkitkan atau tarif listrik

$$c_w = \frac{\overbrace{c_1(\dot{E}_1 - \dot{E}_5 - \dot{E}_q) + c_3(\dot{E}_3 - \dot{E}_4) + c_2 \dot{E}_2}^{\text{Biaya biaya bahan bakar, perpindahan kalor}} + \overbrace{\dot{Z}}^{\text{Biaya investasi, operasi \& perawatan}}}{\dot{W}} \quad (5.4)$$

Komponen tarif dari analisis termoekonomik tersebut diatas identik dengan komponen tarif listrik yang diulas dalam Bab 2 dan yang saat ini disetujui oleh pemerintah Indonesia dan dipakai Perusahaan umum listrik negara PLN. Dengan mengingat sampai saat ini pemerintah Indonesia dan secara internasional umumnya masih menggunakan perhitungan tersebut yakni dengan dasar perhitungan energi konvensional diatas maka analisis keekonomian selanjutnya dalam riset ini masih akan menggunakan perhitungan tarif konvensional sehingga mudah membandingkan dengan tarif yang berlaku saat ini.

5.5.3. Perhitungan tarif dengan Analisis Pro Forma

Harga listrik di Indonesia telah diatur harga dasarnya atau tarif nya oleh Pemerintah Republik Indonesia dengan harga terendah yang wajar. Perhitungan tarif dan evaluasi kelayakan investasi didasarkan perhitungan dengan metoda evaluasi nilai sekarang-*present value* yang dikenal dengan *pro forma analysis*. Tujuan dari pro forma analysis adalah untuk dapat menggambarkan seakurat mungkin aliran dana tunai yang akan datang yang seimbang dengan usulan umur proyek. Dalam perhitungan tarif listrik ini akan dianalisis alternatif siklus biner PLTU yang unjuk kerja termodinamis nya yang terbaik dan ramah lingkungan, dimana dari hasil perhitungan analisis exergi pada sub bab 5.1 sampai sub bab 5.4, menunjukkan bahwa siklus biner PLTU kelas 100 MW yang paling tinggi unjuk kerjanya dan ramah lingkungan adalah siklus biner PLTU Dua tingkat tekanan, sehingga untuk itu analisis keekonomian yang akan dianalisis lebih lanjut dalam riset ini hanya tipe siklus biner PLTU Dua tingkat tekanan.

5.5.4. Input analisis keuangan pro forma

Analisis keuangan proforma memerlukan data input yang meliputi data teknis dan nonteknis termasuk unjuk kerja pembangkit, jadwal dan data pembiayaan lainnya. Parameter dan data input utama untuk analisis keuangan proforma dalam riset ini meliputi parameter unjuk kerja pembangkit siklus biner PLTU yang diambil dari hasil perhitungan analisis exergi unjuk kerja siklus biner pada bab sebelumnya dan input

data non teknis termasuk data pembiayaan dan jadwal yang didapatkan berdasarkan kontrak kontrak pembangunan PLTU dilingkungan PLN. Parameter dan data tersebut ditunjukkan dalam tabel 5.9.

Tabel 5. 9. Parameter input analisis keuangan

No	Descriptions	Patokan	Alternatif 1	Alternatif 2
		PLTU Class 100 MW	SBI PLTU (Semua alat baru)	SBI PLTU (PLTU Eksisting & Siklus biner baru)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
1	Data input teknis :			
2	Daya keluaran - MW	2 X 108,8	2 X 122,2	2 X 122,2
3	Efisiensi pembangkit %	33,59	37,2	37,2
4	Keluaran kotor MW	109	122,2	122
5	Heat rate Kcal/kwh	2559	2312	2312
6	Keluaran netto MW	106,1	117,9	117,9
7	Data input non teknis:			
8	Faktor kapasitas - %	80	80	80
9	Biaya EPC - US\$	Tabel 5.10	Tabel 5.10	Tabel 5.10
10	Lama konstruksi -Bulan	24	24	24
11	Harga batu bara (\$/Ton) - \$/Ton	25	25	25
12	Bunga bank -in %	8,50%	8,50%	8,50%

Parameter input analisis keuangan pada table 5.9 dapat diuraikan sebagai berikut:

Pada kolom (2) menunjukkan uraian input data minimum yang diperlukan untuk perhitungan dan data-data input, yang lain dapat diambil sesuai kelaziman yang berlaku pada pihak perbankan, pada kolom ke (3) menunjukkan data input dari PLTU konvensional yang menunjukkan kapasitas PLTU kelas 100 MW, standar pembangunannya umumnya 2 unit masing-masing netto 108,8 MW dengan efisiensi 33,59% atau setara dengan heat rate 2559 kcal/kwh. Masa pembangunan 24 bulan sampai masa komisioning.

5.5.5 Biaya proyek pembangkit listrik

Biaya proyek atau biaya EPC adalah salah satu dari data input untuk perhitungan keuangan. Estimasi biaya proyek diperlukan untuk mengetahui jumlah anggaran investasi yang diperlukan untuk pembangunannya dan untuk meng evaluasi kelayakan harga awal yang biasanya dinyatakan dalam harga US\$ atau Rupiah per kW.

Tabel 5.10. Ringkasan biaya EPC untuk beberapa alternatif

NO	Uraian	Jumlah. Unit	Patokan	Alternatif 1	Alternatif 2
			PLTU	SBI PLTU (Baru)	SBI PLTU (PLTU Eksisting & SB Baru)
			US \$)	(US \$)	(US \$)
1	PLTU	2			
1.1	Disain & Enjiniring		4.749.282,37	4.749.282,37	
1.2	Mekanikal		114.595.422	114.595.422	38.006.669
1.3	Elektrikal		32.362.474,53	32.362.474,53	8.090.618,63
1.4.	Pekerjaan sipil		38.702.334	38.702.334	-
1.5	Suku cadang		2.849.569,42	2.849.569,42	2.849.569,42
1.6	Supervisi & pelatihan		3.454.023,54		3.454.023,54
1.7	Biaya Sub Total PLTU		196.713.106	196.713.106	48.946.857
2	Siklus biner	2			
2.1.	Disain & Enjiniring			incl.1.1	949.856,47
2.2	Mekanikal			37.837.963	37.837.963
2.3	Elektrikal			13.307.545	13.307.545
2.4.	Pekerjaan sipil			18.190.097	18.190.097
2.5	Suku cadang			1.785.730	1.785.730
2.6.	Supervisi & pelatihan g			incl.1	incl.1
2.7	Biaya Sub Total siklus biner & PLTU			71.121.336	72.071.192
	Jumlah Total		196.713.106	267.834.442	121.018.049

Didalam penelitian ini terdapat dua alternatif biaya proyek. Alternatif 1 adalah alternatif biaya proyek EPC (Biaya pembangunan total) dengan diasumsi, peralatan

yang akan dipasang seluruhnya adalah pesan baru dan alternatif kedua biaya EPC (Biaya pembangunan total) untuk peralatan yang sebagian peralatannya yakni pembangkit PLTU menggunakan unit yang lama, hanya untuk system siklus binernya adalah peralatan yang Baru, dari hasil estimasi dengan menggunakan data data kontrak pembangkit PLN sebelumnya, maka didapat rincian biaya biaya estimasi sebagaimana dapat dilihat pada tabel 5.10.

Tabel 5.11. Hasil Evaluasi awal biaya proyek dalam US\$ per KW

No.	Uraian	Jumlah. Unit	Dasar	Alternatif 1	Alternatif 2
			PLTU	SB1 PLTU (Baru)	SB1 PLTU (PLTU Eksisting & SB Baru)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1	Siklus biner PLTU	2			
2	Total US \$		196.713.106	267.834.442	121.018.049
3	US/kw		902	1.098	496
4	Hasil		Dasar	Mahal	Lebih murah

Evaluasi awal dilaksanakan untuk melihat dan mengevaluasi urutan harga investasi pembangkit mana yang paling rendah dalam US\$ /kW, dari hasil evaluasi awal biaya proyek pada tabel 5.11 menunjukkan bahwa alternatif 2 adalah yang paling murah biaya investasinya untuk dapat dievaluasi ke tahapan berikutnya yakni dievaluasi harga listriknya dalam US\$/KWh.

5.5.6. Hasil simulasi analisis Proforma

Evaluasi tahap berikutnya adalah perhitungan untuk menghitung tarif listrik dengan menggunakan perangkat lunak proforma financial. Ringkasan hasil perhitungan keuangan untuk alternatif alternatif tersebut dapat dilihat pada tabel 5.12. Hasil evaluasi berdasarkan tarif biaya listrik terendah adalah pada alternatif 2 yakni pemasangan siklus biner pada PLTU yang sudah ada, dimana tarifnya hanya 0,0385 US\$/kwh atau 36% lebih murah dari alternatif 1, dan biaya investasinya 50% lebih murah daripada alternatif 1.

Alternatif 2 secara keuangan sangat layak karena nilai IRR lebih besar dari bunga bank sekitar 8,5%. Pengembalian kurang dari 10 tahun, dan profitability index lebih tinggi dari 1 dan NPV nilainya positif yang artinya proyek akan menguntungkan. Rincian hasil pro forma dapat dilihat pada lampiran 9, lampiran 10 dan lampiran 11.

5.5.7. Ringkasan hasil perhitungan Termoekonomik

Ringkasan hasil perhitungan Termoekonomik untuk beberapa alternatif tersebut terlihat pada tabel 5.12. Tarif terendah adalah pada alternatif 2 yakni pemasangan siklus biner pada PLTU eksisting dimana tarifnya hanya 0,0344 US\$/kwh atau 36% lebih murah dari tarif yang ditetapkan pemerintah. Biaya investasi 50% lebih murah dari pada alternatif 1. Alternatif 2 secara keuangan sangat layak karena nilai IRR lebih besar dari bunga bank sekitar 8,5%. Pengembalian kurang dari 10 tahun, dan profitability index lebih tinggi dari 1 dan NPV nilainya positif yang artinya proyek akan menguntungkan.

Tabel 5.12 Hasil analisis termo ekonomik :

No	Uraian	Patokan PLTU	Alternatif 1 SB PLTU (Baru)	Alternatif 2 SB PLTU (PLTU Eksisting & SB Baru)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
	Unjuk kerja termodinamika			
1	Efisiensi exergi %	32,52	36,30	36,3
2	Keluaran kotor MW	109	125,60	125,6
3	Keluaran netto MW	106,1	121,179	121,179
	Evaluasi keuangan			
5	Tarif listrik US\$/KW H	0.05452	0.06243	0.03851
6	Tk.pengembalian -IRR	14.9%	14.6%	14.7%
7	Nilai sekarang netto NPV- US\$	25,2	37	15.4
8	Biaya EPC US\$/KW	902	1098	496
9	Indek keuntungan PI	1.12	1.13	1.12
	Keterangan	Dasar	Lebih mahal	Lebih murah & layak

5.5.8 Analisis Sensitivitas Keuangan

5.5.8.1. Sensitivitas harga bahan bakar terhadap harga listrik

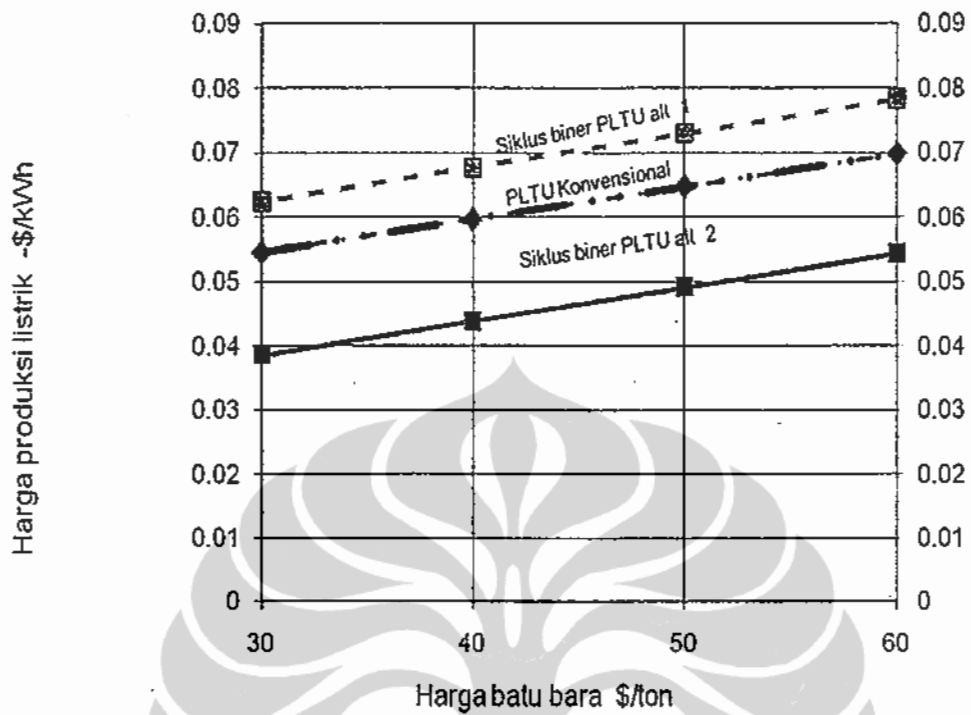
Komponen terbesar dari biaya pembangkitan listrik adalah berasal dari biaya investasi dan biaya bahan bakar. Biaya bahan bakar, pada kondisi saat ini bisa mencapai 30%-50% dari total biaya pembangkitan, yang mana hampir setara dengan biaya investasi. Ini berarti bahwa setiap usaha untuk memperbaiki unjuk kerja atau efisiensi akan berpengaruh signifikan terhadap penghematan biaya pembangkitan.

Pada sub bab ini dianalisis sensitivitas keuangan yang menggunakan perhitungan keuangan dengan proforma untuk beberapa alternatif variasi harga bahan

bakar dan dalam hal ini diambil harga batubara dengan variasi harga dimulai dari 30 USD/ton, 40 USD/ton, 50 USD/ton dan harga tertinggi 60 USD/ton , harga ini diambil berdasarkan harga pasar batubara yang umum digunakan oleh pembangkit sejenis di Indonesia. Ringkasan hasil analisis sensitivitas dirangkum dalam tabel 5.13 .Terlihat dari tabel tersebut bahwa dari kedua alternatif biaya tarif produksi listrik terendah adalah pada alternatif kedua yakni siklus biner PLTU yang memanfaatkan pembangkit yang lama dan dikombinasi dengan siklus biner yang baru.

Tabel 5.13 Hasil analisis sensitivitas harga bahan bakar terhadap harga listrik :

No	Harga Batubara (\$/ton)	30	40	50	60
1	Biaya listrik PLTU Konvensional dalam \$/kwh	0,055	0,060	0,065	0,070
2	Biaya listrik Siklus biner PLTU baru - Alternatif 1 dalam \$/kwh	0,062	0,068	0,073	0,078
3	Biaya listrik Siklus biner PLTU <i>retrofit</i> - Alternatif 2 dalam \$/kwh Dalam Rp/kwh	0,039	0,044	0,049	0,054



Gambar 5.11. Grafik variasi tarif listrik terhadap harga batu bara .

Hasil analisis sensitivitas biaya pembangkitan untuk tiap-tiap alternatif pembangkit terhadap variasi harga batubara juga ditampilkan secara grafik pada gambar 5.10. Dari grafik tersebut tergambar secara jelas bagaimana harga batu bara mempengaruhi biaya pembangkitan. Setiap kenaikan \$ 10/ ton akan menaikkan biaya pembangkitan sebesar 9% untuk pembangkit PLTU, 8% untuk pembangkit alternatif pertama, dan 14% untuk pembangkit alternatif kedua.

5.5.8.2. Sensitivitas suku bunga bank terhadap harga listrik

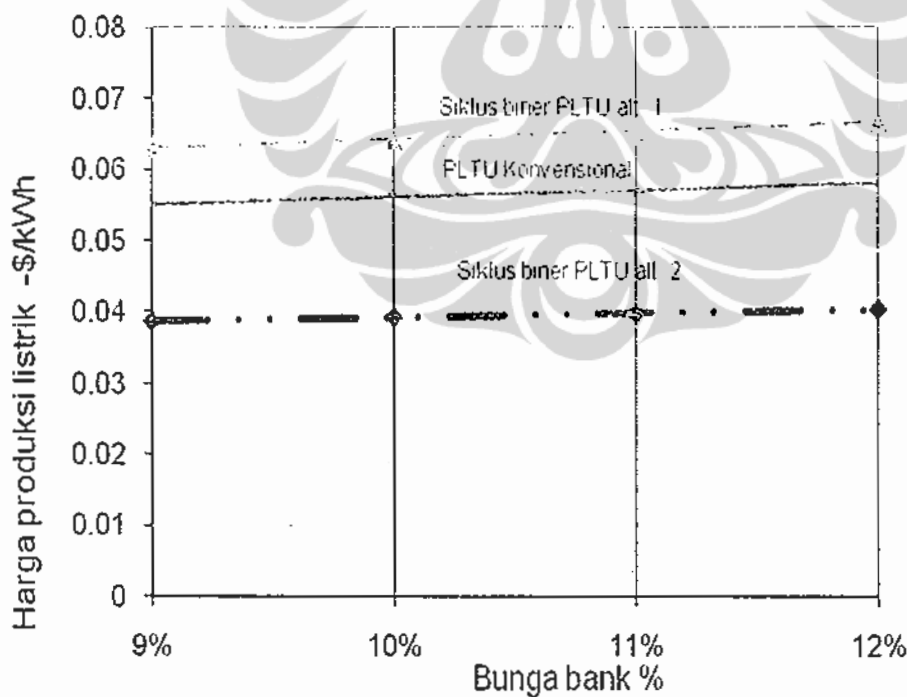
Pada sub bab ini dianalisis Sensitivitas tarif yang menggunakan perhitungan keuangan dengan proforma terhadap beberapa alternatif variasi suku bunga bank dan dalam hal ini diambil mulai dari 9%, 10%, 11% dan bunga tertinggi 12%, nilai

ini diambil berdasarkan suku bunga dollar yang umum digunakan untuk analisis pembangkit sejenis di Indonesia, sebagai contoh pada Studi kelayakan PLTU Tarakan 2 x 100 MW diambil suku bunga 10% dan pada Studi kelayakan PLTU Tanjung pinang 2 x 10 MW diambil suku bunga 12% .

Ringkasan hasil analisis sensitivitas dirangkum dalam tabel 5.14. Terlihat dari tabel tersebut bahwa dari kedua alternatif biaya tarif produksi listrik terendah adalah pada alternatif kedua yakni siklus biner PLTU yang memanfaatkan pembangkit yang lama dan dikombinasi dengan siklus biner yang baru.

Tabel 5.14 Hasil analisis sensitivitas bunga bank terhadap harga listrik :

Bunga bank	9%	10%	11%	12%
Harga Listrik PLTU (\$/kWh)	0,05497	0,05598	0,057	0,05803
Harga Listrik Siklus Biner PLTU Alt 1 (\$/kWh)	0,063	0,06421	0,06544	0,06669
Harga Listrik Siklus Biner PLTU Alt 2 (\$/kWh)	0,03863	0,03918	0,03973	0,04029



Gambar 5.12 Grafik variasi tarif listrik terhadap bunga bank .

BAB 6

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis exergi dan analisis teknoekonomi dapat disimpulkan sebagai berikut :

Hasil analisis menunjukkan bahwa limbah termal PLTU dapat dimanfaatkan dan dikonversi untuk meningkatkan unjuk kerja pembangkit, yang meliputi peningkatan daya keluaran pembangkit 11% (pada siklus biner PLTU dua tingkat), yakni dengan penurunan limbah kalor sebesar 23.4% akan menghasilkan tambahan daya 11%, atau kemampuan siklus biner mengkonversi limbah kalor menjadi tenaga adalah 47%.

Nilai exergi limbah termal PLTU dapat dinaikkan lebih dari 20% dengan cara sebagian besar aliran uap yang keluar turbin tekanan rendah sebelum masuk ke kondenser dialihkan atau di *bypass* ke ekstraksi turbin tekanan rendah, sehingga exerginya meningkat sebagai uap ekstraksi turbin yang digunakan sebagai sumber kalor untuk mengoperasikan siklus biner.

Beberapa alternatif tipe konfigurasi siklus biner untuk PLTU 100 MW menunjukkan bahwa siklus biner PLTU dua tingkat tekanan adalah yang paling tinggi unjuk kerjanya, yakni daya keluaran pembangkit netto adalah yang paling tinggi, yakni lebih besar dari 110%, dibandingkan dengan PLTU konvensional.

Siklus biner PLTU klas 100 MW, efisiensi exerginya akan meningkat dengan bertambahnya jumlah *cascade* tingkat tekanan sampai pada 2 tingkat tekanan, dimana efisiensi exergi PLTU konvensional yang semula hanya 31.36%,

kemudian pada siklus biner PLTU satu tingkat tekanan efisiensinya naik 33.1%, pada siklus biner PLTU dua tingkat tekanan naik menjadi 5%.

Pada siklus biner tiga tingkat tekanan efisiensinya menurun hal ini disebabkan karena penambahan menjadi tiga tingkat tekanan tidak efisien karena kondisi temperatur (85°C) dan tekanan gas pentana (12 bar) yang di hasilkan evaporator 3 sebagai penggerak turbin pentana (tekanan rendah) terlalu rendah atau terlalu dekat dengan kondisi desain ambient ($T=30^{\circ}\text{C}$)

Semakin bertambah jumlah tingkat tekanan dari siklus biner, maka kalor limbah yang dibuang ke lingkungan semakin kecil, dimulai dari siklus biner PLTU satu tingkat tekanan dibanding dengan PLTU konvensional energi limbahnya semula sebesar 56% turun menjadi 48%, pada siklus biner PLTU dua tingkat limbahnya turun menjadi 34% dan pada siklus biner PLTU tiga tingkat limbahnya turun menjadi hanya 33%.

Hasil analisis keandalan pembangkit yang dilaksanakan dengan evaluasi sensitivitas unjuk kerja siklus biner terhadap variasi perubahan kondisi input yang signifikan antara lain kondisi lingkungan, variasi temperatur dan tekanan uap masuk turbin dan terhadap beban parsial PLTU menunjukkan bahwa unjuk kerja dari siklus biner tidak mengalami degradasi yang berarti.

Hasil analisis perhitungan keuangan untuk beberapa alternative menunjukkan harga tarif produksi listrik terendah adalah pada alternatif 2 yakni pemasangan siklus biner pada PLTU terpasang dimana tarifnya hanya 3,85 Sent US\$/kWh atau 36% lebih murah dari tarif yang ditetapkan oleh pemerintah dan biaya investasi 50% lebih murah daripada PLTU. Alternatif 2 secara keuangan sangat layak karena nilai IRR lebih besar dari bunga bank sekitar 8.5%. Pengembalian kurang dari 10 tahun, dan *profitability index* lebih tinggi dari 1 dan NPV nilainya positif yang artinya proyek ini akan menguntungkan.

DAFTAR REFERENSI

1. A. Vidala, R. Bestb, R. Riveroc,d, J. Cervantesd, (2006). Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method Energy 31 3401–3414.
2. Adrian Bejan. (2006). Advance engineering thermodynamics. John Wiley.
3. Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur.(2007). Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius–Rankine cycle,Energy ; 32 344–352.
4. Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, Johann Fischer.(2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, Energy; 32;1210–1221.
5. Babcock &Willcox. (1992).Steam its generation and use, Babcock & Wilcox company, Barberton , Ohio, USA. p2-13.
6. Bertin Energy system. (1989). Training hand book, Lahendong binary cycle geothermal project, France, .
7. Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M.(1996). Thermal design and optimization, New York: Wiley. p.151-153.
8. Black & Veatch .(1996) Power plant engineering, Chapman & Hall .New York J, USA.
9. Chuster A, Karellas S, Kakaras E, Spliethoff H. (2009).Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, Applied Thermal Engineering ; 29: 1809–1817.
10. Cycle Tempo Software. (2006).R. 5.0.Delft University of Technology : Delft,.
11. DiDippo R.(2004). Second law assessment of binary plants. Geothermic ; 33: 565–586.
12. DiDippo R (2005).Geothermal power plants, principles, applications and case studies. Oxfords: Elsevier, p 242-260.
13. El Wakil (1984).Power plant Technology , McGraw Hill ,Singapore.,p.30-76.
14. E.N. Serova, V.M. Brodianski,(2004). The concept “environment” in exergy analysis Some special cases. Energy 29 2397–2401.
15. Erich A.Helfert. (1996). Techniques of financial analysis a practical guide to managing and measuring bussines performance ,Richard D Irwin.Inc. USA 1994. P119-140.
16. Gianfranco, Angelino and Piero.(2000) Multi component working fluid for organic rankin cycles (ORCs) PII: S0360-5442(98)00009-7. And introduction to fluid dynamic, Cambridge, university press.
17. G.K. Batchelor.(2000). An Introduction to fluid dynamic, Cambridge university pers, UK. p. 92-98.

18. Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen.(2007). Exergy , energy, Environment and Sustainable, Elsevier, Oxford OX 8DP,UK,
19. Jan Szargut.(2005), Exergy Method Technical and Ecological Applications, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland.© WIT Press.p.4.
20. James L. Riggs.(1982). Engineering economics, New York , Mc Graw-Hill.
21. J.Fred Weston. Eugene. F.Brigham.(1990). Essential of managerial finance, Dryden press, Rinehart dan Winston, Inch, USA
22. Jiang feng Guo, Ming tian Xu, Lin cheng.(2010). Thermodynamic analysis of waste heat power generation system. Energy 35(2010)2824-2835 Elsevier.
23. John Ahern. (1980).The exergy method of energy systems analysis. John wiley & sons. New York . p 45-79.
- 23a.J.S.Uhiman Jr.An Itegral equation formulation of the equation of motion of an incompressible fluid,Naval undersea warfare center division ,Technical report 10,086, july 15,1995.Newport,Rhode Island
24. Kanoglu M. (2002)Exergy analysis of a dual-level binary geothermal plant, Geothermic; 31:709–724.
25. Kanoglu M. and Bolatturk A. (2008) Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plantt by exergy, Renewable Energy; 33: 2366–2374.
26. Keputusan menteri lingkungan hidup Republik Indonesia (2004).No51 .
27. Kotas T.J. (1985). The exergy method of thermal plant analysis. Great Britain: Butterworths.
28. Lolos PA, Rogdakis ED. (2009). A Kalina power cycle driven by renewable energy sources, Energy 34: 457–464.
29. Madhawa Hettiarachchia.H.D, Mihajlo Golubovica, William M. Woreka,Yasuyuki Ikegami .(2007). Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources, Energy; 32 .
30. Mortaza Yari .(2010). Exergetic analysis of various types of geothermal power plants Renewable Energy 35 . 112–121.
31. MT Landahl, E. Mollo C. (1986).Turbulence and random processes in fluid mechanics ,Cambridge university
32. PK Nag, (2002).Power plant Engineering , McGraw Hill ,Singapore,p.39-99.
33. PT Perusahaan Listrik Negara, Kantor Pusat (2000), Divisi Operasi Pembangkitan, Data Utama PLTU, Jakarta, Indonesia,.

34. Rasyid HA, Putra N, Nasruddin, Koestoer RA. (2007). Exergy analysis of steam power plant performance by utilizing thermal waste to electrical energy, ISTP18, Daejeon , Korea.p.20-26.
35. Rasyid HA, Putra N, Nasruddin, Koestoer RA. (2008). Exergy analysis for Power and efficiency improvement of Steam power plant by installing Dual pressure bottoming binary cycle to utilize thermal waste, TFEC 2008, Sapporo, Japan,
36. Rasyid HA, Putra N, Nasruddin, Koestoer RA. (2008).Thermoeconomic analysis for Power and efficiency improvement of steam power plant by installin binary cycle, ICME 2008, Johor Bahru, Malaysia,
37. Rasyid HA, Putra N, Nasruddin, Koestoer RA. Improving Steam power plant Performance and Environmental impact by installing dual pressure bottoming binary cycle, 1st IMAT, Johor Bahru, Malaysia, 2008. p.18-24.1985.p.37.
38. UPTL-Rencana Umum pembangunan Tenaga Listrik 2005 -2010 Nasional.
39. Seung-Hoon Yooa,, Yeonbae Kimb .(2006). Electricity generation and economic growth in Indonesia Energy 31, 2890–2899.
40. Sohel MI, Sellier M, Brackney LJ, Krumdieck S. (2009) Efficiency improvement for geothermal power generation to meet summer peak demand, Energy Policy; 008.12.036.
41. Stephanie Frick , Martin Kaltschmitt , Gerd Schröder , Life cycle assessment of geothermal binary power plants using enhanced low-temperature reservoirs.
42. T.C. Hung a, S.K. Wang, C.H. Kuo, B.S. Pei, K.F. Tsai.(2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, Energy 35, 1403–1411.
43. K.C. Cotton.(1998). Evaluating and improving steam turbine performance, Cotton fact inc, Rexford, New York, p 59-67 .
44. TEPSCO-Tokyo electric power services co Ltd . (1977).Detail design report – Gresik steam power plant project 2 x 100MW, Tokyo Japan .
45. Verschoorts M.J.E. and Brouwer E.P. (1995). Description of the SMR cycle, which combines fluid elements of steam and organic cycles. Energy; 0360-5442(94) 00080-8.
46. Vitaly A. Prisyazhniuk .(2008). Alternative trends in development of thermal power plants .Elsevier , Applied Thermal Engineering 28 190–194.
47. Wang J, Dai Y, Gao L. (2009). Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry, Applied Energy; 86: 941–948.
48. Yari M. (2010).Exergetic analysis of various types of geothermal power plants Renewable Energy; 35: 112–121.

49. Yehia M. El-Sayed (2003).The Thermo-economic of energy conversion Tokyo Elsevier Ltd.©
50. Rosyid, R. Koestoer, N. Putra, Nasruddin, Yanuar. AA. Mohamad. Sensitivity analysis of Steam power plant binary cycle. Energy, Elsevier, 35 (2010) 3578 -3586





LAMPIRAN 1
TARIF DASAR LISTRIK PLN

Peraturan tentang harga jual listrik ke PLN

Kepmen 044 th 2006

PLTU kelas sampai dengan 25 MW harga jualnya 520 Rp/kwh

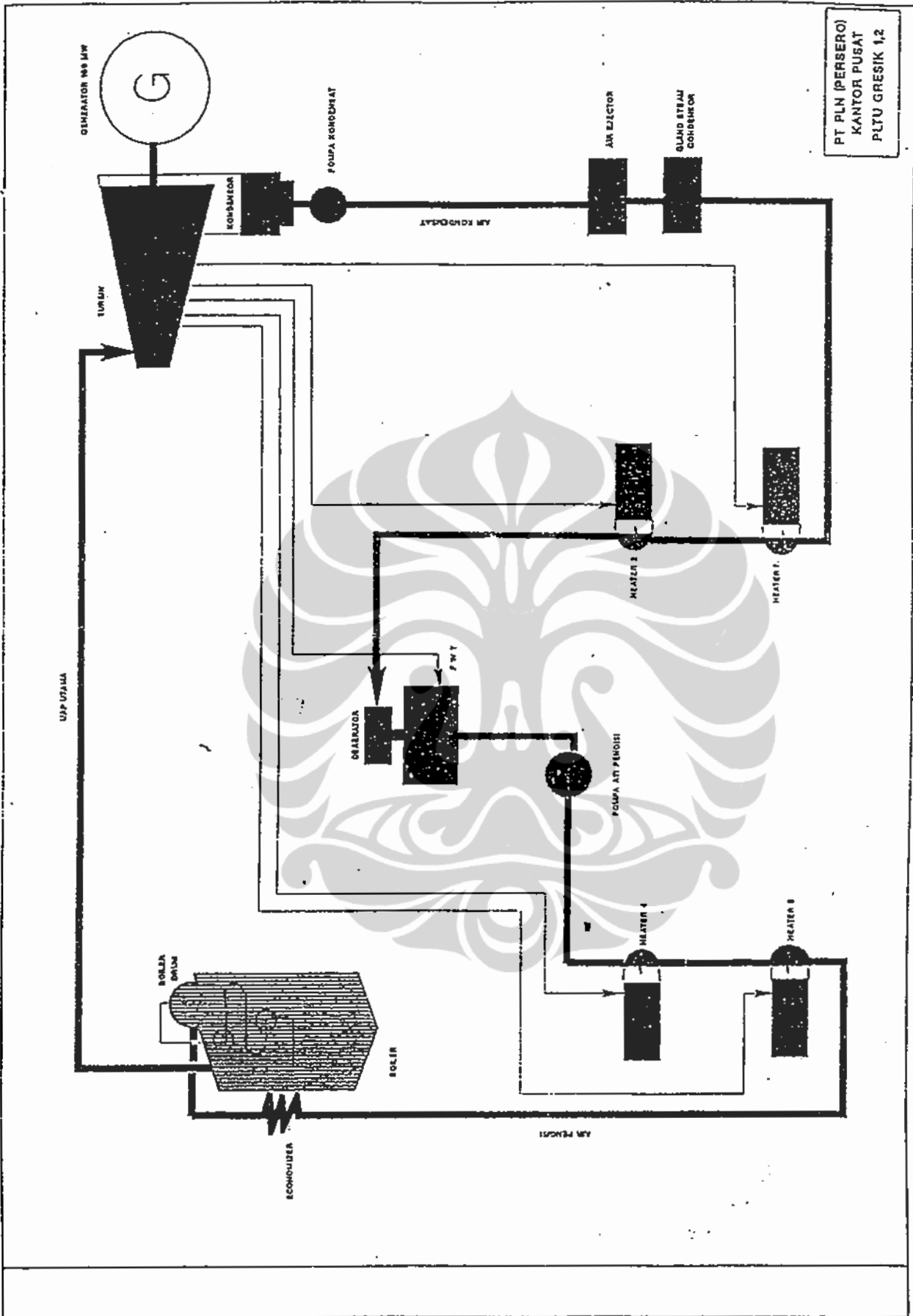
PLTU kelas 25MW sampai dengan 150 MW harga jualnya 495 Rp/kwh

Kebijakan PLN dan pemerintah th 2010

Untuk percepatan pembangunan dan agar tidak merugikan semua pihak pemerintah mengizinkan PLN untuk negosiasi tarif pembelian listrik dari pengembang listrik swasta berdasarkan bahan bakar – pass thru , yakni komponen harga bahan bakar akan dibayar PLN sesuai harga pembeliannya .



LAMPIRAN 2
DATA OPERASI PLTU GRESIK



PT. PLN (PERSERO) KANTOR PUSAT	DATA UTAMA	PLTU GREBOK UNIT 1,2
1. UMUM		
1.1 MULAI BEROPERASI	1981, 1981	
1.2 JUMLAH UNIT SEJENIS	2 UNIT	
1.3 DAYA TERPASANG	100 MW	
1.4 BAHAN BAKAR, START UTAMA ALTERNATIF	HSD MFO	
2. KETEL		
2.1 JENIS	SINGLE DRUM, NATURAL CIRCULATION, PRESSURIZED FURNACE.	
2.2 PABRIK PEMBUAT, TAHUN	IHI, 1980	
2.3 KAPASITAS UAP	400 TON/JAM	
2.4 KONDISI UAP KELUAR	110 BAR, 513 C	
2.5 SUHU AIR PENGISI	235,6 C	
3. TURBIN		
3.1 JENIS	SINGLE CYLINDER	
3.2 PABRIK PEMBUAT, TAHUN	TOSHIBA, 1980	
3.3 JUMLAH TINGKAT SUDU	14 (FIRST STAGE CURTIS)	
3.4 KONDISI UAP MASUK	88 BAR, 510 C	
3.5 KONDISI UAP KELUAR	85,99 MBAR ABS	
3.6 JUMLAH EKSTRAKSI	5 (LIMA)	
4. KONDENSOR		
4.1 JENIS	2 PASS REVERSE FLOW, DEVIDED WATER BOX.	
4.2 PABRIK PEMBUAT, TAHUN	TOSHIBA COORPORATION, 1980	
4.3 KAPASITAS AIR PENDINGIN	14.640 TON/JAM	
4.4 SUHU AIR PENDINGIN MASUK, KELUAR	30 C, 38,68 C	
4.5 JUMLAH PIPA (TUBE), BAHAN	15.136 ALLUMINIUM BRASS	
4.6 DIAMETER DALAM PIPA X TEBAL	22,5 MM X 1,25 MM	
5 GENERATOR		
5.1 JENIS	TAKS	
5.2 PABRIK PEMBUAT, TAHUN	TOSHIBA, 1980	
5.3 KAPASITAS TEGANGAN	25.000 KVA, 13,2 KV	
5.4 SISTEM PENDINGINAN	HYDROGEN	
6. DATA OPERASI DES. 2000 (UNIT 1)		
6.1 FAKTOR KETERSEDIAAN (AF)	83,39 %	
6.2 FAKTOR KAPASITAS (CF)	61,92 %	
6.3 FAKTOR PRODUKSI (OF)	65 %	
6.4 EFISIENSI TERMAL (TE)	34 %	
6.5 BIAYA BAHAN BAKAR SPESIFIK (B3S)	118 Rp/kWh	
6.6 PEMAKAIAN BAHAN BAKAR (SFC)	0,32 t/kWh	

DIREKTORAT OPERASI, DIVISI OPERASI PEMBANGKITAN, DESEMBER 2000

LAMPIRAN 3 TS DAN PH DIAGRAM NORMAL PENTANA



1: Temperature vs. Entropy plot: neopentane

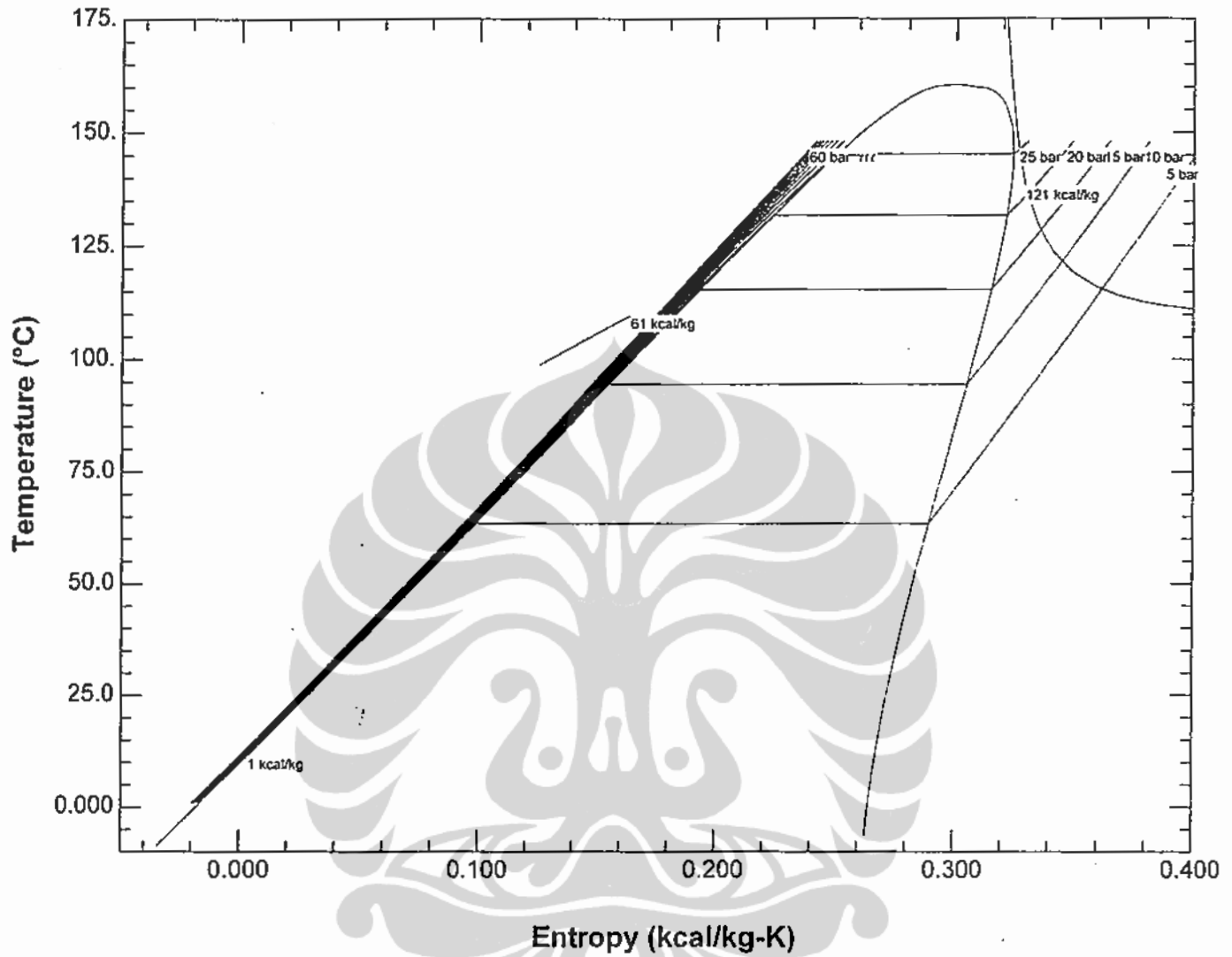
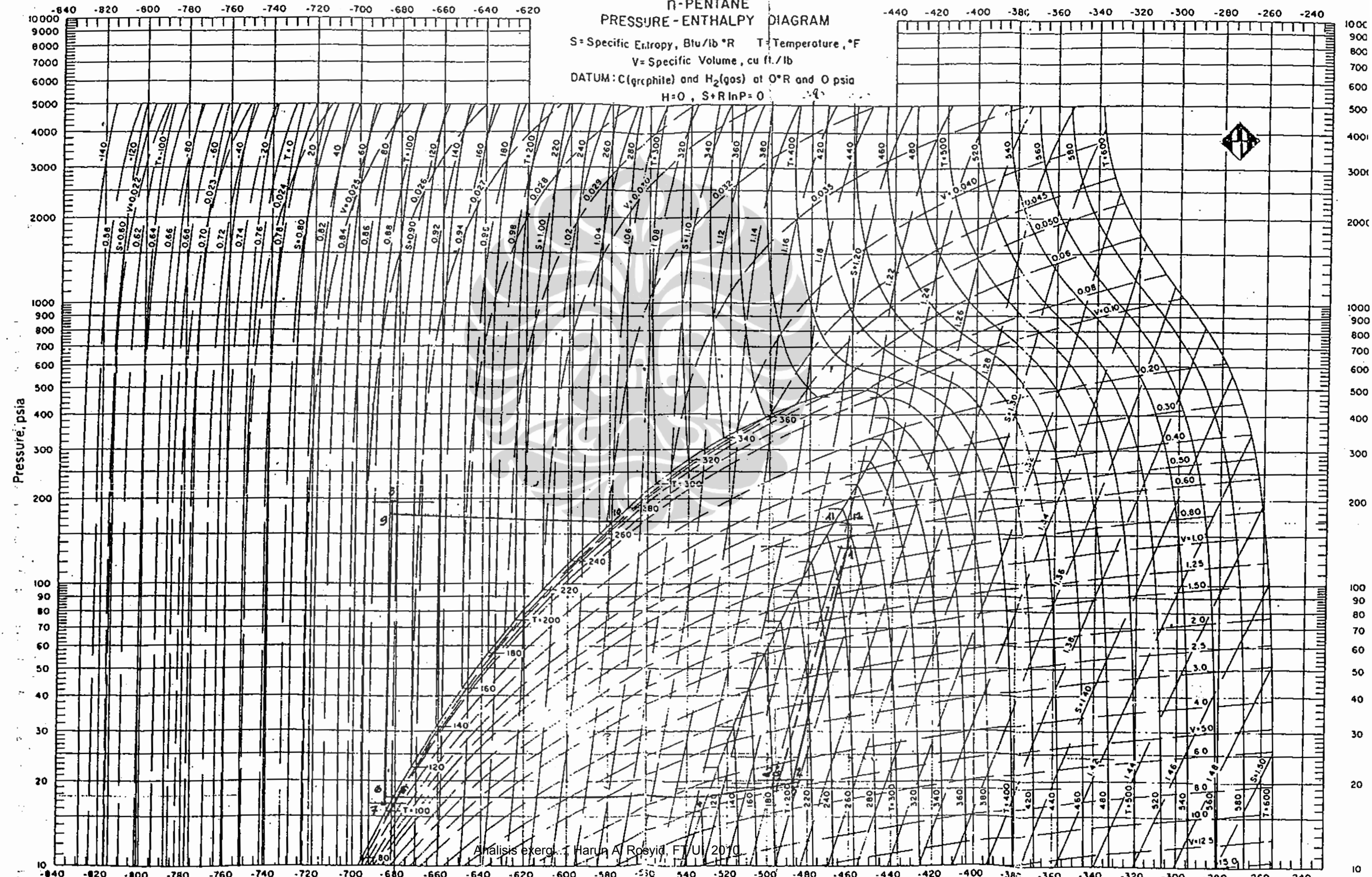
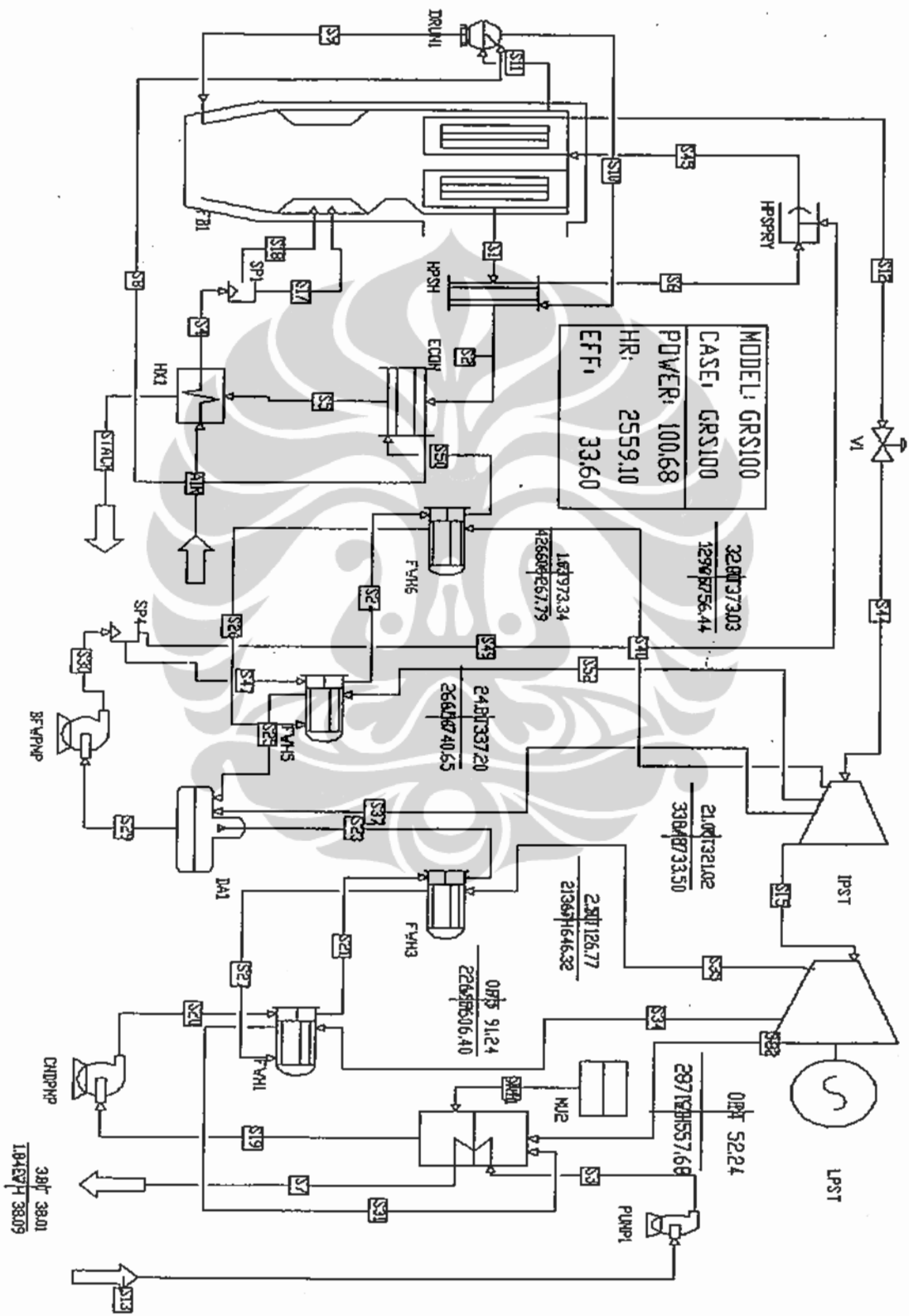


FIG. 17-30
n-PENTANE
PRESSURE-ENTHALPY DIAGRAM

S = Specific Entropy, Btu/lb °R T = Temperature, °F
V = Specific Volume, cu ft./lb
DATUM: C(graphite) and H₂(gas) at 0°R and 0 psia
H=0, S+R lnP=0





GateCycle Report - Case Report
 Model: GRS100 Case: GRS100
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Overall System Results

Model ID GRS100
 Case ID GRS100
 Case Description Sub critical boiler

Case Notes: -----
 Sample model, Gas Fired Fossil Boiler
 HP Steam plant, 100 bar, 525 C

Power: -----

	Shaft Power	Generator Output	Net Power
Steam Cycle	102731 kw	100676 kw	100676 kw
Gas Cycle	0.0 MW		0.0 MW
Plant Total			100.68 MW

Losses: -----

	Generator Losses	Aux & BOP Losses
Steam Cycle	2054.6 kw	0.0 kw
Gas Cycle	0.0 kw	0.0 kw

LHV Energy Input: -----

Total LHV Fuel Cons.	2.5764e+008 kcal/hr
Fuel Cons. in Duct Burners	2.5764e+008 kcal/hr

Efficiency: -----

	LHV Efficiency	LHV Heat Rate
Gas Turbine	0.0	
Net Cycle	33.60	2559.1 kcal/kw-hr
Adjusted	33.60	2559.1 kcal/kw-hr

Credits Applied for Adjusted Eff. & HR: -----

	Equivalent Power	Equivalent Fuel
Credit	0.0 kw	0.0 kcal/hr

Ambient Conditions: -----

	Dry Bulb	Wet Bulb	Dew Point
Temperature	-1.1112 C	-2.13807 C	-4.08796 C
Pressure	Absolute Pressure 1.03318 kg/cm ²	Equivalent Altitude 0.4518 m	
Humidity	Relative Humidity 0.8000	Water Mole Fraction in Air 0.00450783	

User-Defined Variables: -----

Index	Description	Value
0	Boiler Efficiency	0.9385

BOP Calculations and Losses Settings: -----

Ignore Comp. Power Requ.	No
ST Generator Efficiency	0.9800
BOP Loss as ST Pwr Frac.	0.0
BOP Loss as Fixed value	0.0 kw

User Settings: -----

Steam Property Method	IAPWS-IF97
Gas Property Method	JANAF Table data curves
Turn All Macros Off Flag	No

Use Perf. Factors Flag

No

Program Data: -----

Case Design Mode	0
Execution Status	Converged
Iterations Used	5
Final Iteration Residual	7.20288e-006
System Tolerance	0.001
Property Calcs. Tolerance	0.0001
Final Iteration Errors	0
Final Iteration Warnings	0
No. of Active Macros Used	0
Max. Macro Residual	0.0
Execution Time	00:00:03

0

GateCycle Report - Case Report

Model: GRS100 Case: GRS100

Item 2 of 26
07/07/2010 00:13

Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r

Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12

Last Execution Status Converged

Equipment ID: AIR Type: GAS Description: Air or Fuel Source

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Outlet	388111.1	15.00	1.03348	-0.1341	0.0

Inputs: -----

Calculation (Flash) Method Pressure - Temperature

Fuel Type Air

Use Default Ambient Air Flag No

Air Relative Humidity 0.6000

Dew Point Temperature 7.3077 C

Gas			
Nitrogen	0.7730	Oxygen	0.2074
Carbon Dioxide	0.000326668	H2O	0.0100981
Hydro Carbons	0.0	Argon	0.00923578
Hydrogen	0.0	Carbon Monoxide	0.0
Sulfur Dioxide	0.0	Hydrogen Sulfide	0.0
Carbonyl Sulfide	0.0		
H/C Ratio	0.0	Molecular Weight	28.85

Heat Rate Adjustment: -----

Flow does not affect adjusted heat rate calculations

0

GateCycle Report - Case Report

Model: GRS100 Case: GRS100

Item 3 of 26
07/07/2010 00:13

Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r

Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12

Last Execution Status Converged

Equipment ID: BFWPMP Type: PUMP Description: Pump

G-GRS100

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Main Inlet	404647.0	179.04	10.00	181.27	0.0
Control Valve Outlet	404647.0	181.47	120.00	185.14	0.0
Internal Pump Flow	404647.0	179.04	10.00	181.27	0.0

Main Inputs:

Control Method Flag Fixed Control Valve Outlet Press
 Desired Control Valve Outlet Pressure 120.00 kg/cm2
 Pressure 120.00 kg/cm2

Pump Exit Pressure Method Flag Pump Exit Pressure
 Desired Pump Exit Pressure 120.00 kg/cm2
 Calculated Pump Exit Pressure 120.00 kg/cm2

Efficiency Method Flag Input Efficiency
 Desired Isentropic Efficiency 0.7500
 Actual Isentropic Efficiency 0.7500

Rated Flow Method Flag Rated Mass Flow
 Desired Rated Mass Flow Rate 0.0 kg/hr
 Rated Mass Flow Rate 0.0 kg/hr

Pump power is NOT included in Balance of Plant losses

Current Values:

Net Positive Suction Head Available 2.41613e-005 m
 NOTE: NPSHA is based on total pressure at the pump inlet.

Actual Isentropic Efficiency 0.7500
 Calculated Pressure Ratio 12.00
 Calculated Pump Exit Pressure 120.00 kg/cm2
 Calc. P. Diff (Pump Exit - Control Valve Exi) 0.0 kg/cm2
 Developed Head 1238.7 m
 Recirculation Rate 0.0
 Pump Work -1820.6 kw
 Shaft Losses 0.0 kw
 Motor/Gearbox Loss Fraction 0.0
 Inlet Specific Volume 0.00112609 m3/kg
 Rated Mass Flow Rate 0.0 kg/hr
 Rated Volumetric Flow Rate 0.0 m3/hr
 Rated Speed 3600.0
 Rated Head 0.0 m
 Shaft Speed 3600.0
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9873

□

GateCycle Report - Case Report

Model: GRS100 Case: GRS100

Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r

Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12

Last Execution Status Converged

Item 4 of 26
 07/07/2010 00:13

Equipment ID: CND1 Type: CONDSR Description: Condenser

G-GRS100

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Main Steam Inlet	287119.8	52.24	0.1406	557.68	0.8904
Main Exit	331183.8	52.24	0.1406	52.23	0.0
Cooling Water Inlet	18388552.	30.01	3	30.10	0.0
Cooling Water Exit	18388552.	38.01	3	38.09	0.0
Aux Steam Inlet	44064.0	90.70	0.7350	90.74	0.0
Aux Water Inlet	0.0000	30.00	1.05459	30.06	0.0

Main Inputs: -----
 Condenser Modelling Method Desired Exit Pressure
 Desired Exit Pressure 0.1406 kg/cm2
 Pressure 0.1406 kg/cm2
 CW Method Flag Fixed Cooling Water Temp. Rise
 Desired CW Temp. Rise 8 C
 Fixed CW Temp. Rise 8 C

Current Values: -----
 Surface Area 3340.9 m2
 Calculated Effectiveness 0.3599
 Calculated Duty 1.4682e+008 kcal/hr
 Fixed CW Temp. Rise 8 C
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.8634
 Exit Subcooling 0.0 C
 Steam Inlet DP 0.0
 Calculated NTU 0.4461
 Overall Heat Trans. Coeff. 2450.6 kcal/hr-m2-C
 CW Specific Volume 0.00100428 m3/kg
 CW Absolute Pressure Drop 0.0 kg/cm2
 CW Fractional Pressure Drop 0.0
 Logarithmic Mean Temperature Difference 17.93 C
 Terminal Temperature Difference 14.23 C
 Number of Tubes per Pass 0.0
 Number of Passes 0
 Total Number of Tubes 0.0

Miscellaneous Methods: -----
 Design HTC Calculation Method User Input values for U
 CW Dp Method Flag No Pressure Drop
 Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

HEI Cleanliness Factor 0.8500
 Miscellaneous Values: -----
 Min. Allowed Press. 0.0175768 kg/cm2
 Max. Allowed Press. 1.75768 kg/cm2
 Heat Transf. Perf. Factor 1.0
 Fouling Factor 0.0 m2-C-hr/kcal
 Fraction of Tubes Blocked 0.0

D
 GateCycle Report - Case Report
 Model: GRS100 Case: GRS100
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12

Item 5 of 26
 07/07/2010 00:13

Last Execution Status

Converged

Equipment ID: CNDPMP Type: PUMP Description: Pump

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Main Inlet	331183.8	52.24	0.1406	52.23	0.0
Control Valve Outlet	331184.3	52.41	15.00	52.70	0.0
Internal Pump Flow	331184.3	52.24	0.1406	52.23	0.0

Main Inputs:

Control Method Flag Fixed Control Valve Outlet Press
Desired Control Valve Outlet Pressure 15.00 kg/cm2
Pressure 15.00 kg/cm2

Pump Exit Pressure Method Flag Pump Exit Pressure
Desired Pump Exit Pressure 15.00 kg/cm2
Calculated Pump Exit Pressure 15.00 kg/cm2

Efficiency Method Flag Input Efficiency
Desired Isentropic Efficiency 0.7500
Actual Isentropic Efficiency 0.7500

Rated Flow Method Flag Rated Mass Flow
Desired Rated Mass Flow Rate 0.0 kg/hr
Rated Mass Flow Rate 0.0 kg/hr

Pump power is NOT included in Balance of Plant losses

Current Values:

Net Positive Suction Head Available 3.39671e-007 m
NOTE: NPSHa is based on total pressure at the pump inlet.

Actual Isentropic Efficiency 0.7500
Calculated Pressure Ratio 106.67
Calculated Pump Exit Pressure 15.00 kg/cm2
Calc. P. Diff (Pump Exit - Control Valve Exi) 0.0 kg/cm2
Developed Head 150.55 m
Recirculation Rate 0.0
Pump Work -181.11 kw
Shaft Losses 0.0 kw
Motor/Gearbox Loss Fraction 0.0
Inlet Specific Volume 0.00101319 m3/kg
Rated Mass Flow Rate 0.0 kg/hr
Rated Volumetric Flow Rate 0.0 m3/hr
Rated Speed 3600.0
Rated Head 0.0 m
Shaft Speed 3600.0
Exergetic Efficiency (beta!) 0.9798

D

GateCycle Report - Case Report

Model: GRS100 Case: GRS100

Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r

Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12

Item 6 of 26

07/07/2010 00:13

G-GRS100
Converged

Last Execution Status

Equipment ID: DA1 Type: DEAER Description: Deaerator

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Main Steam Inlet	39621.1	186.47	23.52	189.26	0.0
Main BFW Inlet	331184.3	123.31	14.41	123.89	0.0
Main BFW Outlet	404647.0	179.04	10.00	181.27	0.0
Aux Steam Inlet	33841.5	321.02	21.00	733.50	1.0

Main Inputs: -----
DA Method Flag Automatic pegging, demand flow(s)
Desired Operating Press. 10.00 kg/cm2

Miscellaneous Inputs: -----
Vent Method Flag Specified BFW inlet fraction
Desired Vent Fraction of BFW 0.0
Vent Fraction of BFW 0.0

Peg. Steam Control Meth. Control Auxiliary Steam Flow
Max. Main Steam Flow 0.0 kg/hr
Min. Operating Press. 1.05459 kg/cm2
Max. Operating Press. 10.20 kg/cm2
Main Steam ID S25
AUX Steam ID S37
Desired BFW Subcooling 0.0 C
Current BFW Subcooling 0.0 C
Max. BFW Subcooling 25.00 C

D
GateCycle Report - Case Report Item 7 of 26
Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
Last Execution Status Converged

Equipment ID: DRUM1 Type: DRUM Description: Drum

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Primary Return	2474082.	316.62	110.00	404.90	0.2000
Main Water Outlet	2474082.	316.62	110.00	344.27	0.0
Main BFW Inlet	404647.0	265.00	115.25	276.72	0.0
Main Steam Outlet	404646.4	316.62	110.00	647.41	1.0

Main Inputs: -----
Drum Pressure Method Fixed Operating P:
Desired Operating Pressure 110.00 kg/cm2
Calculated Operating Pressure 110.00 kg/cm2
Drum Blowdown Method Fraction of Steam
Desired Drum Blowdown Fraction of Steam 0.0
Calculated Blowdown Fraction of Steam 0.0

G-GRS100

Current Values: -----
 Calculated Operating Pressure 110.00 kg/cm2
 Calculated Inlet Pressure Drop 5.24799 kg/cm2
 Calculated Blowdown Fraction Of BFW 0.0
 Calculated Blowdown Fraction of Steam 0.0
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9986

GateCycle Report - Case Report Item 8 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: ECON Type: ECON Description: Economizer

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Gas Inlet	426605.6	658.00	1.03235	172.92	0.0
Gas Outlet	426605.6	535.79	1.03235	137.75	0.0
Water Inlet	404647.0	232.44	115.25	239.63	0.0
Water Outlet	404647.0	265.00	115.25	276.72	0.0

Main Inputs: -----
 Economizer Modeling Method Water Outlet Temperature
 Desired Water Outlet Temperature 265.00 C
 Temperature 265.00 C

Configuration Method Cross-Counter, 1 Tube Row Total

Current Values: -----
 Surface Area 1163.8 m2
 Calculated Effectiveness 0.2984
 Exit subcooling 55.12 C
 Approach Temperature 393.00 C
 Radiant Convective Losses 0.0 kcal/hr
 Calculated duty 1.50054e+007 kcal/hr
 Calculated NTU 0.3702
 Overall Heat Transfer Coeff. 39.06 kcal/hr-m2-C
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9532
 Hot side pressure loss 0.0
 Cold side pressure loss 0.0
 Energy loss fraction 0.0
 Fouling factor 0.0 m2-C-hr/kcal

Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

Miscellaneous Values: -----
 Design UA Method Specify HT Coeff
 Overall Heat Transfer Coeff. 39.06 kcal/hr-m2-C

Number of HTX Passes 10
 Heat Transfer Coefficient Performance Factor 1.0
 Hot Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

G-GRS100
Cold Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

0

GateCycle Report - Case Report

Model: GRS100 Case: GRS100
Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
Last Execution Status Converged

Item 9 of 26
07/07/2010 00:13

Equipment ID: FB1 Type: FBOILR Description: Fossil Boiler

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Primary Air Inlet	0.0000	435.97	1.03348	104.40	0.0
Secondary Air Inlet	388111.1	435.97	1.03348	104.40	0.0
Flue Gas Outlet	426605.6	973.34	1.03235	267.79	0.0
Evaporator Inlet	2474082.	316.62	110.00	344.27	0.0
Evaporator Outlet	2474082.	316.62	110.00	404.90	0.2000
Superheater Inlet	404646.4	410.00	101.20	747.44	1.0
Superheater Outlet	404646.4	513.00	93.10	816.50	1.0

Solid Fuel Flow 42494 kg/hr
Oil Flow 0.0 kg/hr

Main Inputs:

Boiler Load Method Flag Heat Load, LHV
Desired LHV Heat Load 2.5764e+008 kcal/hr
LHV Heat Load 2.5764e+008 kcal/hr

Off Design Run Information:

Component was run in design mode

Current Values:

LHV Heat Load 2.5764e+008 kcal/hr
HHV Heat Load 2.71023e+008 kcal/hr
Total Fuel Flow 42494 kg/hr
Duty @ Furnace Walls 1.50001e+008 kcal/hr
Duty @ Radiant SH 2.79465e+007 kcal/hr
Duty @ Radiant RH 0.0 kcal/hr
Current Heat Input / BFW 119.33 kcal/kg
BFW Flow 2.47408e+006 kg/hr
Cur. Boiler Efficiency 0.5967
Cur. Reduc. Boiler Eff. 0.5287
Cur. Reduc. Firing Dens. 0.1271
Cur. Reduc. Sink Temp. 0.2444
Cur. Adiab. Flame Temp. 2260.8 C
Cur. Calc. Heat Rel. Rate 117.98 kw/m2
Cur. Stat. Heat Rel. Rate 149.83 kw/m2
Heat exchange Furnace Superheater Reheater
Frac. from Radiation 0.9039 0.8330 0.0
Frac. from Convection 0.09605 0.1670 0.0
Overall Equiv. U(htc) 73.26 78.41 0.0 kcal/hr-m2-C :

Fuel Mix:

Fuel Mix Method Flag Fraction of Total Fuel HHV
Coal Fuel Input Fraction 1.0
Oil Fuel Input Fraction 0.0
Gas Fuel Input Fraction 0.0

G-GRS100

Primary Combustion Air: -----
 Pri. Air / Unit Weight Solid Fuel 0.0

Combustion Air Control: -----
 Combustion Method Flag Fraction Excess Air
 Desired Excess Air Fraction 0.1000
 Excess Air Fraction 0.1000

Excess Air Fraction 0.1000
 O2 Frac. in Dry Exh. Gas 0.0195245
 O2 Frac. in Wet Exh. Gas 0.0176128
 Desired Exh. Gas Temp. 973.34 C

Coal Fuel: -----
 Solid Fuel Flow 42494 kg/hr
 Solid Fuel Temp. 19.85 C
 Solid Fuel Enthalpy 1.50099 kcal/kg

Coal H.V. Method Flag HHV, As Received
 Desired Solid Fuel A.R. HHV 6377.9 kcal/kg
 Solid Fuel A.R. HHV 6377.9 kcal/kg

Solid Fuel A.R. LHV 6063.0 kcal/kg
 Solid Fuel M.F. LHV 6969.3 kcal/kg
 Solid Fuel M.A.F. LHV 7743.6 kcal/kg
 Solid Fuel A.R. HHV 6377.9 kcal/kg
 Solid Fuel M.F. HHV 7247.6 kcal/kg
 Solid Fuel M.A.F. HHV 8052.9 kcal/kg

Proximate Analysis:
 Solid Fuel Volatile Matter Frac. 0.3140
 Solid Fuel Carbon Fraction 0.4780
 Solid Fuel Ash Fraction 0.088
 Solid Fuel Water Fraction 0.1200

Solid Fuel Ult. Anal. Meth. Flag As Received
 Ultimate Analysis As Received Moist. Free Moist/Ash Free
 Carbon (by weight) 0.6118 0.6952 0.7725
 Hydrogen 0.047 0.0534091 0.0593434
 Oxygen 0.0882 0.1002 0.1114
 Nitrogen 0.034 0.0386364 0.0429293
 Sulphur 0.011 0.0125 0.0138889
 Ash 0.088 0.1000
 Water 0.1200

Solid Fuel Temp. 19.85 C
 Solid Fuel Enthalpy 1.50099 kcal/kg
 Pulv. Spec. Power Cons. 0.0 kcal/kg

Design Inputs: -----
 Water Wall Method Flag Exit Quality
 Desired Water Wall Exit Quality 0.2000
 Quality 0.2000

Superheater Method Flag Exit Temperature
 Desired SH Exit Temperature 513.00 C
 Temperature 513.00 C

Reheater Method Flag Exit Temperature
 Desired RH Exit Temperature 540.00 C

Temperature

-273.15 C

Radiant Heat Transfer: -----

Rad. Heat Loss Fraction			0.01
Radiant Heat Loss			2.9822e+006 kcal/hr
Wall Emissivity			0.8000
Soot Emissivity			0.01
Coal Particle Emissivity			0.2000
Flame Env./Furn. Surf.Area			1.0
Radiant Parameters	Furnace	Rad. SPHT	Rad. Reheater
Gas Temp Weighting	0.9500	0.9700	0.9800
Effective Gas Temp	1037.7	1012.0	-17.78 C
Wall Temp Weighting	0.5000	0.5000	0.5000
Effective Wall Temp	316.62	459.01	-17.78 C
Mean Beam Length	8.4418	18.99	0.0 m
Flame/Gas Emissivity	0.5354	0.5126	0.5616

Convective Heat Transfer: -----

Convective Parameters	Furnace	Rad. SPHT	Rad. Reheater
Design HT Coeff	9.52838	19.06	23.82 kcal/hr-m ² -C

Geometry: -----

Furnace Height / Depth			4
Furnace Width / Depth			1.0
Furnace Aperture / Depth			1.0
Furnace Cold Area Frac.			1.0
SH Height/Furnace Depth			1.25
RH Height/Furnace Depth			1.25
No. of Superheater Panels			1
No. of Reheater Panels			1
Design	Furn. Walls	SH Panels	RH Panels
Area Corr. Factor	1.0	1.0	1.0
Surface Area	2096.9	442.87	0.0 m ²
Height	43.17	13.49	0.0 m
Width	10.79	16.41	0.0 m
Furnace Wall Depth			10.79 m

Ash: -----

Unburnt Carbon Meth. Flag			Fraction of Total C Input to Ash
Unburnt Carbon in Ash			0.01
Unburnt Carbon H.V.			7944.5 kcal/kg
UBC Carbon as CO			0.0
Position	Bottom	Econ Hopper	Particle Collection
Fraction of Total Ash	0.3500	0.05	0.6000
Carbon Content	0.0650035	0.0650035	0.0650035
Flow Rate	1399.8	199.97	2399.7 kg/hr
Ash Temperature	1099.8	199.85	124.85 C
Ash Enthalpy	266.78	45.34	26.89 kcal/kg
Unburned C Energy	722888	103270	1.2392e+006 kcal/hr
Sensible Energy	373434	9067.4	64528 kcal/hr
Fly Ash Flow			2599.6 kg/hr
Fly Ash Enthalpy			235.65 kcal/kg
Fly Ash UBC Energy			1.34251e+006 kcal/hr
Fly Ash Sens. Energy			612604 kcal/hr
Furn-Econ. Hop. Ash Duty			494728 kcal/hr
Econ. Hop.-PCL Ash Duty			44280 kcal/hr
Furnace wall Ash Thick.			0.0 m
SH Panel Ash Thickness			0.0 m
RH Panel Ash Thickness			0.0 m
Ash Thermal Conductivity			126483 kcal/hr-m-C

Recycle Gas-----

		G-GRS100	
Nitrogen	0.0	Oxygen	0.0
Carbon Dioxide	0.0	H2O	0.0
Hydro Carbons	0.0	Argon	0.0
Hydrogen	0.0	Carbon Monoxide	0.0
Sulfur Dioxide	0.0	Hydrogen Sulfide	0.0
Carbonyl Sulfide	0.0		
H/C Ratio	0.0	Molecular weight	0.0
Rec. Gas H.V.	0.0	kcal/kg	

Flue Gas-----			
Nitrogen	0.7257	Oxygen	0.0176128
Carbon Dioxide	0.1491	H2O	0.0979129
Hydro Carbons	0.0	Argon	0.00862818
Hydrogen	0.0	Carbon Monoxide	0.0
Sulfur Dioxide	0.00101272	Hydrogen Sulfide	0.0
Carbonyl Sulfide	0.0		
H/C Ratio	0.0	Molecular weight	29.63
Flue Gas H.V.	0.0	kcal/kg	

Pressure Drops: -----	
Desired Primary Air DP	0.001
Desired Pulver. DP	0.001
Desired Secondary Air DP	0.001
Desired Recycle Gas DP	0.001
Desired Furnace DP	0.0001
Desired Water Wall DP	0.0
Desired Superheater DP	0.08
Desired Reheater DP	0.01
Furnace Wall DP P.F.	1.0

GateCycle Report - Case Report Item 10 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: FWH1 Type: FWH Description: Feed Water Heater

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Extraction Inlet	22696.9	91.24	0.7500	606.40	0.9462
Drain Outlet	44064.0	90.70	0.7350	90.74	0.0
BFW Inlet	331184.3	52.41	15.00	52.70	0.0
BFW Outlet	331184.3	87.90	14.70	88.19	0.0
Drain Inlet	21367.1	92.90	2.45	92.99	0.0

Main Inputs: -----	
Design Method	Terminal Temperature Difference
Desired Terminal Temperature Difference	2.8 C
Terminal Temperature Difference	2.8 C

Use Drain Cooler No Drain Cooling

Current Values: -----	
Total Surface Area	295.93 m2
Terminal Temperature Difference	2.8 C
Drain Cooler Approach	5. C

G-GRS100

Calculated Duty 1.17517e+007 kcal/hr
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.8912
 Steam Section HTC. 601.89 kcal/hr-m2-C
 Condensing Section HTC. 2923.5 kcal/hr-m2-C
 Drain Cooler HTC. 1719.7 kcal/hr-m2-C
 Steam Section Effectiveness. 0.0
 Condensing Section Effectiveness. 0.9266
 Drain Cooler Effectiveness 0.0
 Desuperheating Section Area 0.0 m2
 Condensing Section Area 295.93 m2
 Drain Cooler Section Area 0.0 m2
 Outlet Drain DP 0.0
 Hot side pressure loss 0.02
 Inlet Valve Pressure Drop 0.0
 Cold side pressure loss 0.02
 Energy loss fraction 0.0
 Calculated Heat Losses 0.0 kcal/hr
 Fouling factor 0.0 m2-C-hr/kcal

Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

Miscellaneous Values: -----
 Number of HTX Passes 2
 Demand Flow Damping Factor 0.3000
 Heat Transfer Coefficient Performance Factor 1.0
 Hot Side Pressure Loss Performance Factor 1.0
 Cold Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

0
 GateCycle Report - Case Report Item 11 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: FWH3 Type: FWH Description: Feed Water Heater

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Extraction Inlet	21367.1	126.77	2.5	646.32	0.9956
Drain Outlet	21367.1	92.90	2.45	92.99	0.0
BFW Inlet	331184.3	87.90	14.70	88.19	0.0
BFW Outlet	331184.3	123.31	14.41	123.89	0.0

Main Inputs: -----
 Design Method Terminal Temperature Difference
 Desired Terminal Temperature Difference 2.8 C
 Terminal Temperature Difference 2.8 C
 Use Drain Cooler Drain Cooling Approach Temperatu
 Drain Cooler Approach 5 C

Current Values: -----
 Total Surface Area 318.59 m2
 Terminal Temperature Difference 2.8 C
 Drain Cooler Approach 5 C

G-GRS100

Calculated Duty 1.18232e+007 kcal/hr
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9453
 Steam Section HTC. 601.89 kcal/hr-m2-C
 Condensing Section HTC. 2923.5 kcal/hr-m2-C
 Drain Cooler HTC. 1719.7 kcal/hr-m2-C
 Steam Section Effectiveness. 0.0
 Condensing Section Effectiveness. 0.9223
 Drain Cooler Effectiveness 0.8691
 Desuperheating Section Area 0.0 m2
 Condensing Section Area 292.06 m2
 Drain Cooler Section Area 26.52 m2
 Outlet Drain DP 0.0
 Hot side pressure loss 0.02
 Inlet Valve Pressure Drop 0.0
 Cold side pressure loss 0.02
 Energy loss fraction 0.0
 Calculated Heat Losses 0.0 kcal/hr
 Fouling factor 0.0 m2-C-hr/kcal

Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

Miscellaneous Values: -----
 Number of HTX Passes 2
 Demand Flow Damping Factor 0.8000
 Heat Transfer Coefficient Performance Factor 1.0
 Hot Side Pressure Loss Performance Factor 1.0
 Cold Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

GateCycle Report - Case Report Item 12 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: FWH5 Type: FWH Description: Feed Water Heater

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Extraction Inlet	26656.4	337.20	24.00	740.65	1.0
Drain Outlet	39621.1	186.47	23.52	189.26	0.0
BFW Inlet	404647.0	181.47	120.00	185.14	0.0
BFW Outlet	404647.0	216.91	117.60	222.69	0.0
Drain Inlet	12964.7	221.91	31.36	227.54	0.0

Main Inputs: -----
 Design Method Terminal Temperature Difference
 Desired Terminal Temperature Difference 2.8 C
 Terminal Temperature Difference 2.8 C

Use Drain Cooler Drain Cooling Approach Temperatu
 Drain Cooler Approach 5 C

Current values: -----
 Total Surface Area 364.90 m2
 Terminal Temperature Difference 2.8 C

G-GRS100

Drain Cooler Approach 5 C
 Calculated Duty 1.51943e+007 kcal/hr
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9824
 Steam Section HTC. 601.89 kcal/hr-m2-C
 Condensing Section HTC. 2923.5 kcal/hr-m2-C
 Drain Cooler HTC. 1719.7 kcal/hr-m2-C
 Steam Section Effectiveness. 0.9422
 Condensing Section Effectiveness. 0.7938
 Drain Cooler Effectiveness 0.8693
 Desuperheating Section Area 79.29 m2
 Condensing Section Area 231.98 m2
 Drain Cooler Section Area 53.63 m2
 Outlet Drain DP 0.0
 Hot side pressure loss 0.02
 Inlet Valve Pressure Drop 0.0
 Cold side pressure loss 0.02
 Energy loss fraction 0.0
 Calculated Heat Losses 0.0 kcal/hr
 Fouling factor 0.0 m2-C-hr/kcal

Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

Miscellaneous Values: -----
 Number of HTX Passes 2
 Demand Flow Damping Factor 0.8000
 Heat Transfer Coefficient Performance Factor 1.0
 Hot Side Pressure Loss Performance Factor 1.0
 Cold Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

GateCycle Report - Case Report Item 13 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: FWH6 Type: FWH Description: Feed Water Heater

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Extraction Inlet	12964.7	373.03	32.00	756.44	1.0
Drain Outlet	12964.7	221.91	31.36	227.54	0.0
BFW Inlet	404647.0	216.91	117.60	222.69	0.0
BFW Outlet	404647.0	232.44	115.25	239.63	0.0

Main Inputs: -----
 Design Method Terminal Temperature Difference
 Desired Terminal Temperature Difference 2.8 C
 Terminal Temperature Difference 2.8 C
 Use Drain Cooler Drain Cooling Approach Temperature
 Drain Cooler Approach 5 C

Current Values: -----
 Total Surface Area 240.07 m2
 Terminal Temperature Difference 2.8 C

G-GRS100

Drain Cooler Approach 5 C
 Calculated Duty 6.85699e+006 kcal/hr
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9943
 Steam Section HTC. 601.89 kcal/hr-m2-C
 Condensing Section HTC. 2923.5 kcal/hr-m2-C
 Drain Cooler HTC. 1719.7 kcal/hr-m2-C
 Steam Section Effectiveness. 0.9627
 Condensing Section Effectiveness. 0.7023
 Drain Cooler Effectiveness 0.7272
 Desuperheating Section Area 45.42 m2
 Condensing Section Area 183.57 m2
 Drain Cooler Section Area 11.08 m2
 Outlet Drain DP 0.0
 Hot side pressure loss 0.02
 Inlet Valve Pressure Drop 0.0
 Cold side pressure loss 0.02
 Energy loss fraction 0.0
 Calculated Heat Losses 0.0 kcal/hr
 Fouling factor 0.0 m2-C-hr/kcal

Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

Miscellaneous Values: -----
 Number of HTX Passes 2
 Demand Flow Damping Factor 0.8000
 Heat Transfer Coefficient Performance Factor 1.0
 Hot Side Pressure Loss Performance Factor 1.0
 Cold Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

GateCycle Report - Case Report Item 14 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: HPSH Type: SPHT Description: Superheater

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Gas Inlet	426605.6	973.34	1.03235	267.79	0.0
Gas Outlet	426605.6	658.00	1.03235	172.91	0.0
Steam Inlet	404646.4	316.62	110.00	647.41	1.0
Steam Outlet	404646.4	410.00	101.20	747.44	1.0

Main Inputs: -----
 Superheater Method Flag Steam Outlet Temperature
 Desired Steam Outlet Temperature 410.00 C
 Temperature 410.00 C

Configuration Method Cross-Counter, 1 Tube Row Total

Current Values: -----
 Surface Area 2475.4 m2
 Calculated Effectiveness 0.4981
 Calc. Approach Temperature (Hot In - Cold Ou) 563.34 C
 Page 15

G-GRS100

Calculated Degrees of Superheat 99.56 C
 Radiant Convective Losses 0.0 kcal/hr
 Calculated Duty 4.0475e+007 kcal/hr
 Calculated NTU 0.7533
 Overall Heat Transfer Coeff. 39.06 kcal/hr-m2-C
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9557
 Hot side pressure loss 0.0
 Cold side pressure loss 0.08
 Energy loss fraction 0.0
 Fouling factor 0.0 m2-C-hr/kcal
 Design Steam Inlet S.V. 0.0163984 m3/kg

Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

Miscellaneous Values: -----
 Design UA Method Specify HT Coeff
 Overall Heat Transfer Coeff. 39.06 kcal/hr-m2-C
 Cp Computational Method Integrated
 Number of HTX Passes 10
 Heat Transfer Coefficient Performance Factor 1.0
 Hot Side Pressure Loss Performance Factor 1.0
 Cold Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

GateCycle Report - Case Report Item 15 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: HPSPRY Type: TMIX Description: Temperature Control Mixer

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Main Inlet	404646.4	410.00	101.20	747.44	1.0
Outlet	404646.4	410.00	101.20	747.44	1.0
Control Inlet	0.0000	181.47	120.00	185.14	0.0

Main Inputs: -----
 Temp. Control Method No Enthalpy Change
 Press. Control Method No Pressure Loss
 Minimum Control Flow Method No Minimum Control Flow Limits

Current Values: -----
 Temperature Change 0.0 C
 Degrees of Superheat 99.56 C
 Pressure Drop 0.0
 Exergetic Efficiency (beta!) 1.0

GateCycle Report - Case Report Item 16 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Page 16

G-GRS100
 Converged

Last Execution Status

Equipment ID: HX1 Type: HEATX Description: Heatexchanger

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Hot Inlet	426605.6	535.79	1.03235	137.75	0.0
Hot Outlet	426605.6	184.61	1.03235	42.64	0.0
Cold Inlet	388111.1	15.00	1.03348	-0.1341	0.0
Cold outlet	388111.1	435.97	1.03348	104.40	0.0

Main Inputs: -----

Design Method Effectiveness
 Desired Effectiveness 0.8000
 Calculated Effectiveness 0.8000

Second Design Method

No Second Method

Configuration Method

Cross-Counter, 1 Tube Row Total

Heat Transfer Coefficient Method

Overall Heat Transfer Coefficient

Current Values: -----

Surface Area 7662.5 m2
 Calculated Effectiveness 0.8000
 Calculated Pinch (Hot Out - Cold In) 169.61 C
 Calculated Pinch (Hot In - Cold Out) 99.82 C
 Radiant Convective Losses 0.0 kcal/hr
 Calculated Duty 4.05709e+007 kcal/hr
 Calculated NTU 3.1055
 Overall Heat Transfer Coeff. 39.06 kcal/hr-m2-C
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.8028
 Hot side pressure loss 0.0
 Cold side pressure loss 0.0
 Energy loss fraction 0.0
 Fouling factor 0.0 m2-C-hr/kcal

Off Design Run Information: -----

Component was run in design mode

HEATX is run in Overall HTC mode -----

OD Correlations are based on Hot Side.

Miscellaneous Values: -----

Number of HTX Passes 10
 Heat Transfer Coefficient Performance Factor 1.0
 Hot Side Pressure Loss Performance Factor 1.0
 Cold Side Pressure Loss Performance Factor 1.0

Hot-Side Gas Stream -----

Nitrogen	0.7257	Oxygen	0.0176128
Carbon Dioxide	0.1491	H2O	0.0979129
Hydro Carbons	0.0	Argon	0.00862818
Hydrogen	0.0	Carbon Monoxide	0.0
Sulfur Dioxide	0.00101272	Hydrogen Sulfide	0.0
Carbonyl sulfide	0.0		
H/C Ratio	0.0	Molecular weight	29.63

G-GRS100

Cold-Side Gas Stream-----			
Nitrogen	0.7730	Oxygen	0.2074
Carbon Dioxide	0.000326668	H2O	0.0100981
Hydro Carbons	0.0	Argon	0.00923578
Hydrogen	0.0	Carbon Monoxide	0.0
Sulfur Dioxide	0.0	Hydrogen Sulfide	0.0
Carbonyl Sulfide	0.0		
H/C Ratio	0.0	Molecular Weight	28.85

GateCycle Report - Case Report Item 17 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: IPST Type: ST Description: Steam Turbine

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Steam Inlet	404646.4	510.74	88.10	816.50	1.0
First Extraction	12964.7	373.03	32.00	756.44	1.0
Second Extraction	26656.4	337.20	24.00	740.65	1.0
Third Extraction	33841.5	321.02	21.00	733.50	1.0
Expans. Line End Pt.	331183.8	302.86	18.00	725.47	1.0
Section Exit	331183.8	302.86	18.00	725.47	1.0

Current Values: -----
 Net ST Section Power 41588 kw
 Shaft/Gearbox Losses 0.0 kw
 Current Gross Section Pwr 41588 kw
 Current Overall Efficiency 0.8411
 Exergetic Efficiency 0.9784

Main Inputs: -----
 Design Efficiency Method Isentropic Expansion Efficiency
 User-Input Efficiency 0.8500
 Design Press. Method Throttle Pressure Set Upstream
 Design Extraction Press. Method Input Extraction Pressures
 Design Exit Press. Method No Exit Pressure Drop

Do NOT disable Crit. Pressure correction for modified stodola pressure calcs.

Pressure Settings:	Pressure kg/cm2	Stodola Cq	AEN mm2	K-Factor^2 kg2/hr2-kPa/m3/kg
Bowl	86.34	20809	11695	772673
Extraction 1	32.00	56441	27754	4.4137e+006
Extraction 2	24.00	85924	33504	6.4593e+006
Extraction 3	21.00	83228	34273	6.7704e+006

Configuration Inputs: -----
 Rotational Speed 3000
 Default Stage Press. Ratio 0.8000
 Shaft/Gearbox Loss Frac. 0.0
 Design Blade Flow Angle 15.00
 Design Reaction 0.0

Off Design Run Information: -----
 Component was run in design mode

ST inlet: -----
 No. of Control Valves 0
 Control Valve DP 0.02
 Current Control Valve Set. 1.0
 Valve Constant (Kv) 141118
 Throttle Flow Ratio 1.0

ST exit: -----
 No. of Flow Ends 1
 Exhaust Annulus Area 5.1654 m2
 Current Annulus Velocity 0.0 m/hr
 Volumetric Flow at ELEP 0.0 m3/hr
 Volumetric Flow at ELEP per Flow End 0.0 m3/hr
 Quality at ELEP 0.0
 Exhaust Volumetric Flow 47691 m3/hr
 Exhaust Volumetric Flow per Flow End 47691 m3/hr

Extraction Settings: -----
 Extr. 1 Flow Method Flow Rate
 Extr. 2 Flow Method Flow Rate
 Extr. 3 Flow Method Flow Rate

Miscellaneous Values: -----
 Min. Allowed Exit Quality 0.9000
 Max. Allowed Inlet Temp. 565.56 C
 Efficiency Performance Factor 1.0

Internal Values: -----
 Current Overall Efficiency 0.8411
 Cur. Bowl-Last Extraction Eff. 0.8457
 Cur. Bowl-ELEP Eff. 0.8500
 Current Inlet S.V. 0.0391519 m3/kg
 Current Bowl Pressure 86.34 kg/cm2

Data for Stage Groups:
 Group Stage 1 eff. 0.8334
 Group Stage 2 eff. 0.8377
 Group Stage 3 eff. 0.8475
 Group Stage 4 eff. 0.8470
 Group Stage 1 Current PR 0.3706
 Group Stage 2 Current PR 0.7500
 Group Stage 3 Current PR 0.8750
 Group Stage 4 Current PR 0.8571
 There are 4 Stages in Group 1
 There are 1 Stages in Group 2
 There are 1 Stages in Group 3
 There are 1 Stages in Group 4
 Design Stage PR, Group 1 0.7802
 Design Stage PR, Group 2 0.7500
 Design Stage PR, Group 3 0.8750
 Design Stage PR, Group 4 0.8571
 Group 1 Stage Critical PR 0.2080
 Group 2 Stage Critical PR 0.4937
 Group 3 Stage Critical PR 0.5400
 Group 4 Stage Critical PR 0.5400
 Group Stage 1 Flow Coeff. 20809
 Group Stage 2 Flow Coeff. 56441
 Group Stage 3 Flow Coeff. 85924
 Group Stage 4 Flow Coeff. 83228

Model: GRS100 Case: GRS100
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: LPST Type: ST Description: Steam Turbine

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Steam Inlet	331183.8	302.86	18.00	725.47	1.0
First Extraction	21367.1	126.77	2.5	646.32	0.9956
Fourth Extraction	22696.9	91.24	0.7500	606.40	0.9462
Expans. Line End Pt.	287119.8	52.24	0.1406	557.68	0.8904
Section Exit	287119.8	52.24	0.1406	557.68	0.8904

Current Values: -----

Net ST Section Power 61143 kw
 Shaft/Gearbox Losses 0.0 kw
 Current Gross Section Pwr 61143 kw
 Current Overall Efficiency 0.8470
 Exergetic Efficiency 0.9136

Main Inputs: -----

Design Efficiency Method Isentropic Expansion Efficiency
 User-Input Efficiency 0.8500
 Design Press. Method Throttle Pressure Set Upstream
 Design Extraction Press. Method Input Extraction Pressures
 Design Exit Press. Method No Exit Pressure Drop

Do NOT disable Crit. Pressure correction for modified stodola pressure calcs.

Pressure Settings:	Pressure kg/cm2	Stodola Cq	AEN mm2	K-Factor ^{Λ2} kg2/hr2-kPa/m3/kg
Bowl	17.64	70895	40172	9.3174e+006
Extraction 1	2.5	396491	221276	2.8532e+008
Extraction 4	0.7500	1.1389e+006	636214	2.39467e+009

Configuration Inputs: -----

Rotational Speed 3000
 Default Stage Press. Ratio 0.8000
 Shaft/Gearbox Loss Frac. 0.0
 Design Blade Flow Angle 15.00
 Design Reaction 0.0

Off Design Run Information: -----

Component was run in design mode

ST inlet: -----

No. of Control Valves 0
 Control Valve DP 0.02
 Current Control Valve Set. 1.0
 Valve Constant (kv) 490055
 Throttle Flow Ratio 1.0

ST exit: -----

No. of Flow Ends 2
 Exhaust Annulus Area 5.1654 m2
 Current Annulus Velocity 0.0 m/hr
 Volumetric Flow at ELEM 0.0 m3/hr

G-GRS100

Volumetric Flow at ELEP per Flow End 0.0 m3/hr
 Quality at ELEP 0.0
 Exhaust Volumetric Flow 2.77261e+006 m3/hr
 Exhaust Volumetric Flow per Flow End 1.38631e+006 m3/hr

Extraction Settings: -----
 Extr. 1 Flow Method Flow Rate
 Extr. 4 Flow Method Flow Rate

Miscellaneous Values: -----
 Min. Allowed Exit Quality 0.8000
 Max. Allowed Inlet Temp. 565.56 C
 Efficiency Performance Factor 1.0

Internal Values: -----
 Current Overall Efficiency 0.8470
 Cur. Bowl-Last Extraction Eff. 0.8350
 Cur. Bowl-ELEP Eff. 0.8500
 Current Inlet S.V. 0.1440 m3/kg
 Current Bowl Pressure 17.64 kg/cm2

Data for Stage Groups:
 Group Stage 1 eff. 0.8218
 Group Stage 2 eff. 0.8350
 Group Stage 5 eff. 0.8500
 Group Stage 1 Current PR 0.1417
 Group Stage 2 Current PR 0.3000
 Group Stage 5 Current PR 0.1875
 There are 9 Stages in Group 1
 There are 5 Stages in Group 2
 There are 8 Stages in Group 5
 Design Stage PR, Group 1 0.8049
 Design Stage PR, Group 2 0.7860
 Design Stage PR, Group 5 0.8112
 Group 1 Stage Critical PR 0.0773024
 Group 2 Stage Critical PR 0.1662
 Group 5 Stage Critical PR 0.1024
 Group Stage 1 Flow Coeff. 70895
 Group Stage 2 Flow Coeff. 396491
 Group Stage 5 Flow Coeff. 1.1389e+006

GateCycle Report - Case Report Item: 19 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: MU2 Type: MAKEUP Description: Makeup

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Outlet	0.0000	30.00	1.05459	30.06	0.0

Main Inputs: -----
 Makeup Block Type Automatic

Heat Rate Adjustment: -----
 Flow does not affect adjusted heat rate calculations

G-GRS100

Miscellaneous values: -----
 Calculation (flash) Method Temperature and Pressure

GateCycle Report - Case Report Item 20 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: PUMP1 Type: PUMP Description: Pump

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Main Inlet	18388552.	30.00	1.75767	30.07	0.0
Control Valve Outlet	18388552.	30.01	3	30.10	0.0
Internal Pump Flow	18388552.	30.00	1.75767	30.07	0.0

Main Inputs: -----
 Control Method Flag Fixed Control Valve Outlet Press
 Desired Control Valve Outlet Pressure 3 kg/cm2
 Pressure 3 kg/cm2

Pump Exit Pressure Method Flag Pressure Difference (Pump Exit -
 Desired P. Diff (Pump Exit - Control valve E 0.0 kg/cm2
 Calc. P. Diff (Pump Exit - Control valve Exi 0.0 kg/cm2

Efficiency Method Flag Input Efficiency
 Desired Isentropic Efficiency 0.8500
 Actual Isentropic Efficiency 0.8500

Rated Flow Method Flag Rated Mass Flow
 Desired Rated Mass Flow Rate 415040 kg/hr
 Rated Mass Flow Rate 415040 kg/hr

Minimum Flow Rate 0.0 kg/hr

Pump power is NOT included in Balance of Plant losses

Current Values: -----
 Net Positive Suction Head Available 17.22 m
 NOTE: NPSHa is based on total pressure at the pump inlet.

Actual Isentropic Efficiency 0.8500
 Calculated Pressure Ratio 1.7068
 Calculated Pump Exit Pressure 3 kg/cm2
 Calc. P. Diff (Pump Exit - Control Valve Exi 0.0 kg/cm2
 Developed Head 12.48 m
 Recirculation Rate 0.0
 Pump Work -735.33 kw
 Shaft Losses 0.0 kw
 Motor/Gearbox Loss Fraction 0.0
 Inlet Specific Volume 0.00100434 m3/kg
 Rated Mass Flow Rate 415040 kg/hr
 Rated Volumetric Flow Rate 416.84 m3/hr

G-GRS100

Rated Speed 3600.0
 Rated Head 1066.8 m
 Shaft Speed 3600.0
 Exergetic Efficiency (beta!) 0.9971

GateCycle Report - Case Report Item 21 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: S13 Type: SOURCE Description: Source

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
outlet	18388552.	30.00	1.75767	30.07	0.0

Inputs: -----
 Calculation (flash) Method Pressure - Temperature
 Current Values: -----
 Degrees of Superheat 0.0 C
 Degrees of subcooling 85.57 C
 Heat Rate Adjustment: -----
 Flow does not affect adjusted heat rate calculations

GateCycle Report - Case Report Item 22 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: S7 Type: SINK Description: Sink

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Inlet	18388552.	38.01	3	38.09	0.0

Heat Rate Adjustment: -----
 Flow does not affect adjusted heat rate calculations

GateCycle Report - Case Report Item 23 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

G-GRS100

Equipment ID: SP1 Type: SPLITR Description: Splitter

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Inlet	388111.1	435.97	1.03348	104.40	0.0
Primary Outlet	388111.1	435.97	1.03348	104.40	0.0
Secondary Outlet	0.0000	435.97	1.03348	104.40	0.0

Main Inputs:

Stream ID at Primary Port S17
 Primary Port Control Method downstream flow control
 Stream ID at Secondary Port S18
 Second. Port Control Method downstream flow control

Current Values:

Primary Port Des. Frac. 1.0
 Second. Port Des. Frac. 0.0
 Tertiary Port Des. Frac. 0.0

Inlet Gas Composition:

Nitrogen	0.7730	Oxygen	0.2074
Carbon Dioxide	0.000326668	H2O	0.0100981
Hydro Carbons	0.0	Argon	0.00923578
Hydrogen	0.0	Carbon Monoxide	0.0
Sulfur Dioxide	0.0	Hydrogen Sulfide	0.0
Carbonyl Sulfide	0.0		
H/C Ratio	0.0	Molecular weight	28.85

0

GateCycle Report - Case Report

Model: GRS100 Case: GRS100

Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r

Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12

Last Execution Status Converged

Item 24 of 26
 07/07/2010 00:13

Equipment ID: SP4 Type: SPLITR Description: Splitter

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Inlet	404647.0	181.47	120.00	185.14	0.0
Primary Outlet	0.0000	181.47	120.00	185.14	0.0
Tertiary Outlet	404647.0	181.47	120.00	185.14	0.0

Main Inputs:

Stream ID at Primary Port S49
 Primary Port Control Method downstream flow control
 Stream ID at Tertiary Port S47
 Tertiary Port Control Method remainder port

Current Values:

Primary Port Des. Frac. 0.0
 Second. Port Des. Frac. 0.0
 Tertiary Port Des. Frac. 1.0

G-GRS100

GateCycle Report - Case Report Item 25 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: STACK Type: EXH Description: Exhaust

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Inlet	426605.6	184.61	1.03235	42.64	0.0

Main Inputs: -----
 Pressure Control Method No Pressure Control
 Stack Warning Temperature 93.33 C
 Water Dew Point 45.64 C

Miscellaneous values: -----
 LHV 0.0 kcal/kg
 Cp 0.2578 kcal/kg-C

Gas Constituents -----
 Nitrogen 0.7257 Oxygen 0.0176128
 Carbon Dioxide 0.1491 H2O 0.0979129
 Hydro Carbons 0.0 Argon 0.00862818
 Hydrogen 0.0 Carbon Monoxide 0.0
 Sulfur Dioxide 0.00101272 Hydrogen Sulfide 0.0
 Carbonyl Sulfide 0.0
 H/C Ratio 0.0 Molecular Weight 29.63

Heat Rate Adjustment: -----
 Flow does not affect adjusted heat rate calculations

GateCycle Report - Case Report Item 26 of 26
 Model: GRS100 Case: GRS100 07/07/2010 00:13
 Prepared using GateCycle Version 5.61.0.r
 Date & Time of Last Run 07/07/10 00:12
 Last Execution Status Converged

Equipment ID: V1 Type: PIPVLV Description: Valve

Ports:	Flow kg/hr	Temperature C	Pressure kg/cm2	Enthalpy kcal/kg	Quality /x of CH
Inlet	404646.4	513.00	93.10	816.50	1.0
Outlet	404646.4	510.74	88.10	816.50	1.0

Main Inputs: -----
 Press. Control Method Pressure Drop
 Desired Pressure Drop -5 kg/cm2

G-GRS100

Pressure Drop -5 kg/cm²
Inlet Press. Method Accept Incoming Pressure
Temp. Control Method No Enthalpy change

Current Values: -----
Throttle Flow Ratio 1.0
Pressure Drop -5 kg/cm²
Temperature Drop 2.25888 C
Heat Transfer 0.0 kcal/hr
Min. Residual Calc. Flow 0.0 kg/hr
Current Specific Volume 0.0370353 m³/kg
Current Absolute DP -5 kg/cm²





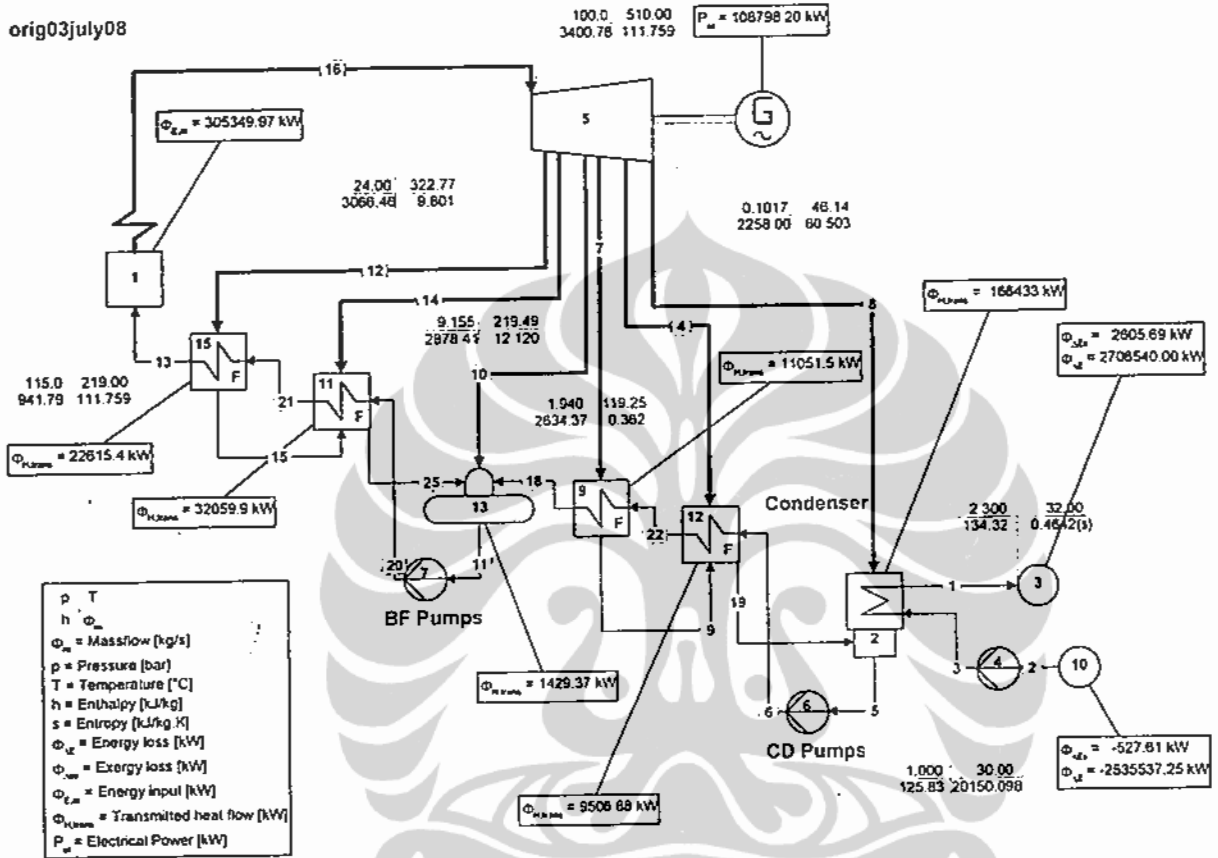
LAMPIRAN 4
HASIL SIMULASI GATE CYCLE PLTU KONVENSIONAL



LAMPIRAN 5
HASIL SIMULASI CYCLE TEMPO PLTU KONVENSIONAL

Gresik Steam Power Plant Heat balance

orig03july08



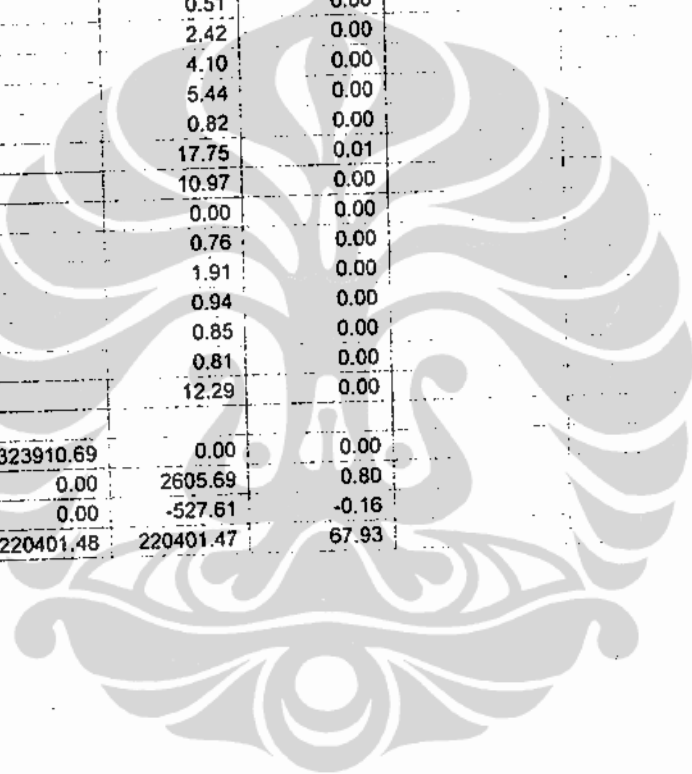
System efficiencies, power input and output

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]	Exergy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	1	Boiler	1	305349.97	305349.97	323910.69	323910.69
Delivered gross power	1	Generator	G	108798.20	108798.20	108798.20	108798.20
Aux. power consumption	7	Pump	8	1559.40		1559.40	
	4	Pump	8	4790.22		4790.22	
	6	Pump	8	38.34		38.34	
					6387.96		6387.96
Delivered net power					102410.24		102410.24
Efficiencies	gross			35.631 %		33.589 %	
	net			33.539 %		31.617 %	



Exergy transmitted from the system, exergy losses and efficiencies

No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW]			Ref. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Univ. Exergy eff. [%]
			Total	Power/Heat	Losses			
1	Boiler	1	190296.62	0.00	190296.62	58.65	41.25	44.84
5	Turbine	3	124030.54	109897.17	14133.37	4.36	88.60	90.87
2	Condensor	4	8928.98	0.00	8928.98	2.75	-21.17	24.64
9	Flash.Heater	5	427.95	0.00	427.95	0.13	79.51	85.97
11	Flash.Heater	5	1683.97	0.00	1683.97	0.52	83.15	89.29
12	Flash.Heater	5	372.94	0.00	372.94	0.11	67.11	71.19
15	Flash.Heater	5	856.57	0.00	856.57	0.26	90.22	96.29
13	Deaerator	7	40.75	0.00	40.75	0.01	86.62	98.86
7	Pump	8	-1374.83	-1559.40	184.57	0.06	88.16	96.37
4	Pump	8	-4247.73	-4790.22	542.49	0.17	88.67	89.39
6	Pump	8	-27.72	-38.34	10.63	0.00	72.29	92.87
1	Pipe		202.49		202.49	0.06		
2	Pipe		203.72		203.72	0.06		
3	Pipe		203.69		203.69	0.06		
4	Pipe		121.61		121.61	0.04		
7	Pipe		53.48		53.48	0.02		
9	Pipe		0.51		0.51	0.00		
10	Pipe		2.42		2.42	0.00		
11	Pipe		4.10		4.10	0.00		
12	Pipe		5.44		5.44	0.00		
13	Pipe		0.82		0.82	0.00		
14	Pipe		17.75		17.75	0.01		
15	Pipe		10.97		10.97	0.00		
16	Pipe		0.00		0.00	0.00		
18	Pipe		0.76		0.76	0.00		
19	Pipe		1.91		1.91	0.00		
20	Pipe		0.94		0.94	0.00		
21	Pipe		0.85		0.85	0.00		
22	Pipe		0.81		0.81	0.00		
25	Pipe		12.29		12.29	0.00		
	Medium to/from env.				0.00	0.00		
1	Boiler	1	-323910.69	-323910.69	0.00	0.00		
3	Sink/Source	10	2605.69	0.00	2605.69	0.80		
10	Sink/Source	10	-527.61	0.00	-527.61	-0.16		
	Total:		-0.01	-220401.48	220401.47	67.93		



Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

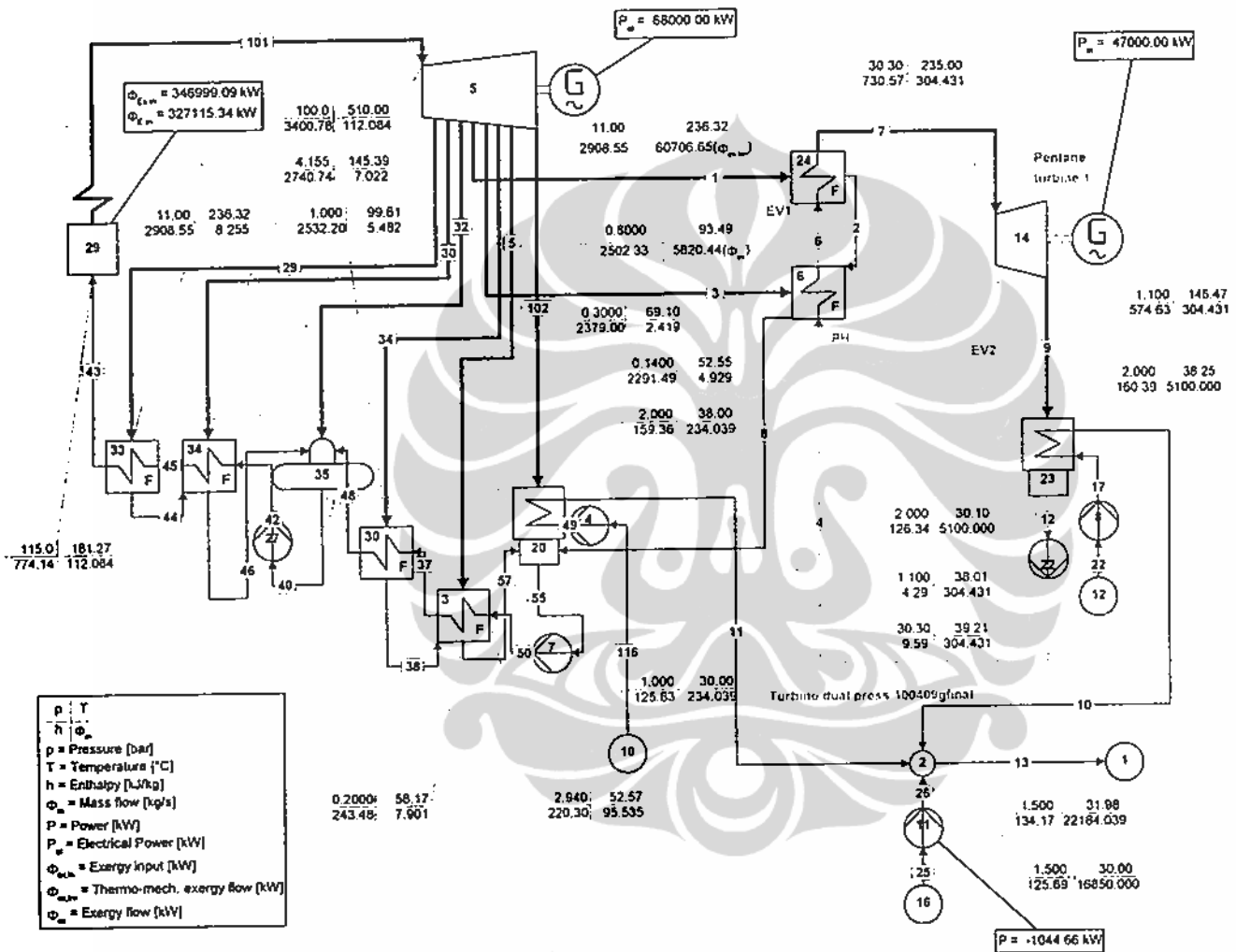
Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m3/s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
1	WATERSTM 1	20150.098	1118.505	20.249	2.400	32.00	134.32	0.4642	0.14	0.00
				20.250	2.300	32.00	134.32	0.4642	0.13	0.00
2	WATERSTM 1	20150.098	1118.505	20.238	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.03	0.00
				20.238	0.9000	30.00	125.83	0.4368	0.02	0.00
3	WATERSTM 1	20150.098	1118.505	20.236	3.000	30.01	126.06	0.4368	0.23	0.00
				20.236	2.900	30.01	126.06	0.4369	0.22	0.00
4	WATERSTM 1	4.045	0.225	12.500	0.4760	80.10	2437.06	7.0262	300.49	91.07
				15.670	0.3760	74.38	2437.06	7.1247	270.43	91.54
5	WATERSTM 1	89.476	4.967	0.090407	0.1017	46.14	193.19	0.6535	1.24	0.00
				0.090407	0.1017	46.14	193.19	0.6535	1.24	0.00
6	WATERSTM 1	89.476	4.967	0.090396	3.140	46.16	193.56	0.6537	1.55	0.00
				0.090396	3.140	46.16	193.56	0.6537	1.55	0.00
7	WATERSTM 1	4.928	0.274	6.3717	1.259	106.17	2565.58	6.9662	447.32	94.66
				6.6975	1.159	103.78	2565.58	7.0017	436.47	94.84
8	WATERSTM 1	80.503	4.469	1003.7	0.1017	46.14	2258.00	7.1205	92.66	86.35
				1003.7	0.1017	46.14	2258.00	7.1205	92.66	86.35
9	WATERSTM 1	4.928	0.274	0.0050623	1.059	77.18	323.16	1.0417	12.76	0.00
				0.11100	0.3760	74.38	323.16	1.0420	12.65	0.51
10	WATERSTM 1	0.362	0.020	0.30416	2.040	120.84	2634.37	6.9355	525.47	96.69
				0.31917	1.940	119.25	2634.37	6.9574	518.78	96.80
11	WATERSTM 1	111.759	6.204	0.11704	1.200	104.78	439.30	1.3608	31.54	0.00
				0.92619	1.100	102.29	439.30	1.3609	31.50	0.47
12	WATERSTM 1	9.801	0.544	1.0595	24.10	322.88	3066.46	6.7591	1011.39	100.00
				1.0640	24.00	322.77	3066.46	6.7609	1010.83	100.00
13	WATERSTM 1	111.759	6.204	0.13158	115.1	219.00	941.79	2.4920	188.83	0.00
				0.13158	115.0	219.00	941.79	2.4920	188.83	0.00
14	WATERSTM 1	12.120	0.673	2.8504	9.255	219.69	2878.41	6.8333	800.70	100.00
				2.8816	9.155	219.49	2878.41	6.8381	799.24	100.00
15	WATERSTM 1	9.801	0.544	0.011023	23.50	178.89	758.97	2.1269	117.43	0.00
				0.024257	9.155	176.08	758.97	2.1305	116.31	0.64
16	WATERSTM 1	111.759	6.204	3.7320	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1384.38	100.00
				3.7320	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1384.38	100.00
18	WATERSTM 1	89.476	4.967	0.093429	2.040	100.98	423.32	1.3180	28.60	0.00
				0.093430	1.940	100.99	423.32	1.3181	28.59	0.00
19	WATERSTM 1	8.974	0.498	0.0090901	0.2760	51.76	216.72	0.7265	2.49	0.00
				1.2838	0.1017	46.14	216.72	0.7272	2.28	0.98
20	WATERSTM 1	111.759	6.204	0.11648	116.3	105.91	452.56	1.3640	43.80	0.00
				0.11649	116.2	105.91	452.56	1.3641	43.79	0.00
21	WATERSTM 1	111.759	6.204	0.12407	115.7	173.28	739.43	2.0604	118.16	0.00
				0.12407	115.6	173.29	739.43	2.0605	118.15	0.00
22	WATERSTM 1	89.476	4.967	0.091588	2.640	71.58	299.81	0.9741	10.05	0.00
				0.091589	2.540	71.58	299.81	0.9741	10.04	0.00
25	WATERSTM 1	21.921	1.217	0.023071	8.655	111.51	468.28	1.4347	37.95	0.00
				0.023081	1.940	111.63	468.28	1.4365	37.39	0.00

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
1	2533.71	2533.71	0.00	2808.18	2808.18	0.00
	2533.71	2533.71		2605.69	2605.69	
2	168469.16	168469.16	0.00	527.61	527.61	0.00
	168469.16	168469.16		323.89	323.89	
3	163899.44	163899.44	0.00	4571.62	4571.62	0.00
	163899.44	163899.44		4367.93	4367.93	
4	9316.13	9316.13	0.00	1215.60	1215.60	0.00
	9316.13	9316.13		1093.99	1093.99	
5	5278.99	5278.99	0.00	110.60	110.60	0.00
	5278.99	5278.99		110.60	110.60	
6	5312.09	5312.09	0.00	138.32	138.32	0.00
	5312.09	5312.09		138.32	138.32	
7	11982.76	11982.76	0.00	2204.57	2204.57	0.00
	11982.76	11982.76		2151.08	2151.08	
8	170971.59	170971.59	0.00	7459.40	7459.40	0.00
	170971.59	170971.59		7459.40	7459.40	
9	931.30	931.30	0.00	62.87	62.87	0.00
	931.30	931.30		62.36	62.36	
10	904.50	904.50	0.00	190.10	190.10	0.00
	904.50	904.50		187.68	187.68	
11	34098.36	34098.36	0.00	3524.64	3524.64	0.00
	34098.36	34098.36		3520.53	3520.53	
12	28738.76	28738.76	0.00	9912.46	9912.46	0.00
	28738.76	28738.76		9907.03	9907.03	
13	90255.98	90255.98	0.00	21103.96	21103.96	0.00
	90255.98	90255.98		21103.14	21103.14	
14	33260.04	33260.04	0.00	9704.53	9704.53	0.00
	33260.04	33260.04		9686.78	9686.78	
15	6123.34	6123.34	0.00	1150.90	1150.90	0.00
	6123.34	6123.34		1139.93	1139.93	
16	365070.94	365070.94	0.00	154717.20	154717.20	0.00
	365070.94	365070.94		154717.20	154717.20	
18	25870.42	25870.42	0.00	2558.83	2558.83	0.00
	25870.42	25870.42		2558.07	2558.07	
19	740.56	740.56	0.00	22.35	22.35	0.00
	740.56	740.56		20.44	20.44	
20	35580.63	35580.63	0.00	4895.37	4895.37	0.00
	35580.63	35580.63		4894.43	4894.43	
21	67640.56	67640.56	0.00	13205.25	13205.25	0.00
	67640.56	67640.56		13204.40	13204.40	
22	14818.96	14818.96	0.00	899.38	899.38	0.00
	14818.96	14818.96		898.57	898.57	
25	7323.45	7323.45	0.00	831.92	831.92	0.00
	7323.45	7323.45		819.63	819.63	

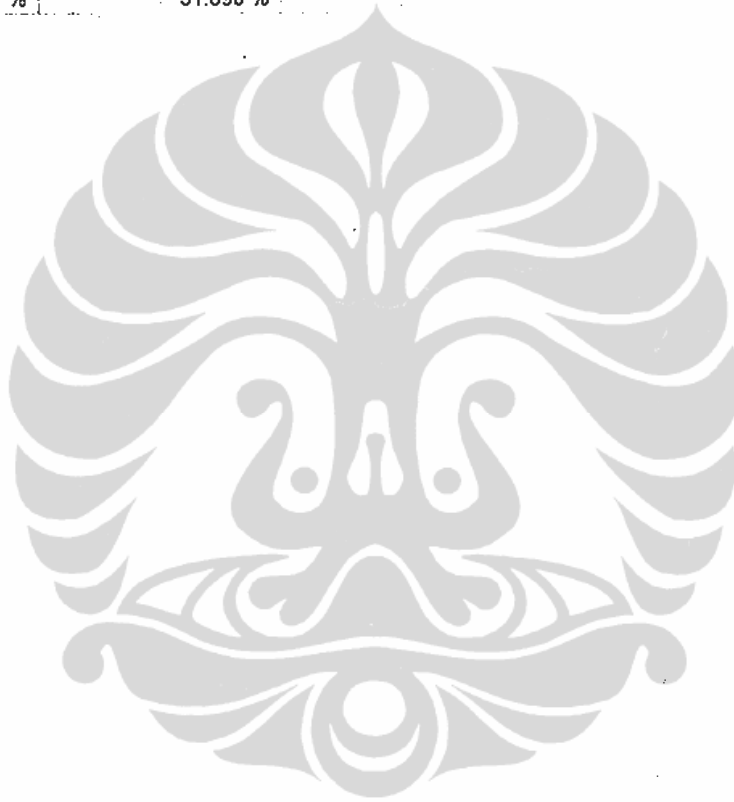


LAMPIRAN 6
HASIL SIMULASI CYCLE TEMPO SIKLUS BINER PLTU 1 TINGKAT



System efficiencies, power input and output

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]	Exergy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	29	Boiler	1	327115.34		346999.09	
Delivered gross power	2	Generator	G	47000.00	327115.34	47000.00	346999.09
	1	Generator	G	68000.00		68000.00	
					115000.00		115000.00
Aux. power consumption	22	Pump	8	1792.15		1792.15	
	4	Pump	8	43.68		43.68	
	7	Pump	8	33.46		33.46	
	27	Pump	8	1488.66		1488.66	
	8	Pump	8	632.38		632.38	
	11	Pump	8	1044.66		1044.66	
					5035.00		5035.00
Delivered net power					109965.00		109965.00
Efficiencies	gross			35.156 %		33.141 %	
	net			33.617 %		31.690 %	



Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
1	193286.23 193286.23	193286.23 193286.23	0.00	60706.65 60706.65	60706.65 60706.65	0.00
2	24912.71 24912.71	24912.71 24912.71	0.00	3090.46 2935.15	3090.46 2935.15	0.00
3	32995.54 32995.54	32995.54 32995.54	0.00	5820.44 5820.44	5820.44 5820.44	0.00
4	10826.88 10963.21	10826.88 10963.21	0.00	1659.30 1665.55	1659.30 1665.55	0.00
5	5501.61 5501.61	5501.61 5501.61	0.00	681.29 681.29	681.29 681.29	0.00
6	61943.97 61943.97	61943.97 61943.97	0.00	8658.26 8658.26	8658.26 8658.26	0.00
7	230317.50 230317.50	230317.50 230317.50	0.00	64996.64 64996.64	64996.64 64996.64	0.00
8	6927.50 6927.50	6927.50 6927.50	0.00	238.42 216.04	238.42 216.04	0.00
9	182842.75 182842.75	182842.75 182842.75	0.00	16832.30 16832.30	16832.30 16832.30	0.00
10	282832.03 282832.03	282832.03 282832.03	0.00	6596.92 6596.92	6596.92 6596.92	0.00
11	12737.75 12737.75	12737.75 12737.75	0.00	292.55 292.55	292.55 292.55	0.00
12	9213.94 9213.94	9213.94 9213.94	0.00	200.43 200.43	200.43 200.43	0.00
13	648729.06 648729.06	648729.06 648729.06	0.00	8552.68 8552.68	8552.68 8552.68	0.00
17	109203.22 109203.22	109203.22 109203.22	0.00	1424.18 1424.18	1424.18 1424.18	0.00
22	108634.08 108634.08	108634.08 108634.08	0.00	910.99 910.99	910.99 910.99	0.00
25	352219.12 352219.12	352219.12 352219.12	0.00	2898.32 2898.32	2898.32 2898.32	0.00
26	353159.31 353159.31	353159.31 353159.31	0.00	3746.05 3746.05	3746.05 3746.05	0.00
29	23142.54 23142.54	23142.54 23142.54	0.00	7268.53 7268.53	7268.53 7268.53	0.00
30	18508.17 18508.17	18508.17 18508.17	0.00	4863.01 4863.01	4863.01 4863.01	0.00
32	3207.19 3207.19	3207.19 3207.19	0.00	715.65 715.65	715.65 715.65	0.00
34	13305.68 13305.68	13305.68 13305.68	0.00	2504.67 2504.67	2504.67 2504.67	0.00
37	16503.88 16503.88	16503.88 16503.88	0.00	1060.32 1060.32	1060.32 1060.32	0.00
38	1074.84 1074.84	1074.84 1074.84	0.00	76.56 76.04	76.56 76.04	0.00
40	37477.41 37477.41	37477.41 37477.41	0.00	4276.17 4276.17	4276.17 4276.17	0.00
42	38892.33 38892.33	38892.33 38892.33	0.00	5635.40 5635.40	5635.40 5635.40	0.00
43	75007.54 75007.54	75007.54 75007.54	0.00	15843.29 15843.29	15843.29 15843.29	0.00
44	4277.11 4277.11	4277.11 4277.11	0.00	704.80 700.52	704.80 700.52	0.00
45	56142.10 56142.10	56142.10 56142.10	0.00	9922.42 9922.42	9922.42 9922.42	0.00
46	5535.51 5535.51	5535.51 5535.51	0.00	679.06 676.92	679.06 676.92	0.00
48	28734.72 28734.72	28734.72 28734.72	0.00	3000.29 3000.29	3000.29 3000.29	0.00

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
49	4930.08	4930.08	0.00	75.56	75.56	0.00
	4930.08	4930.08		75.56	75.56	
50	11022.14	11022.14	0.00	497.84	497.84	0.00
	11022.14	11022.14		497.84	497.84	
55	10992.02	10992.02	0.00	470.48	470.48	0.00
	10992.02	10992.02		470.48	470.48	
57	1094.71	1094.71	0.00	56.10	56.10	0.00
	1094.71	1094.71		54.61	54.61	
101	369411.34	369411.34	0.00	160043.94	160043.94	0.00
	369411.34	369411.34		160043.94	160043.94	
102	10777.49	10777.49	0.00	887.87	887.87	0.00
	10777.49	10777.49		887.87	887.87	
116	4892.16	4892.16	0.00	40.26	40.26	0.00
	4892.16	4892.16		40.26	40.26	



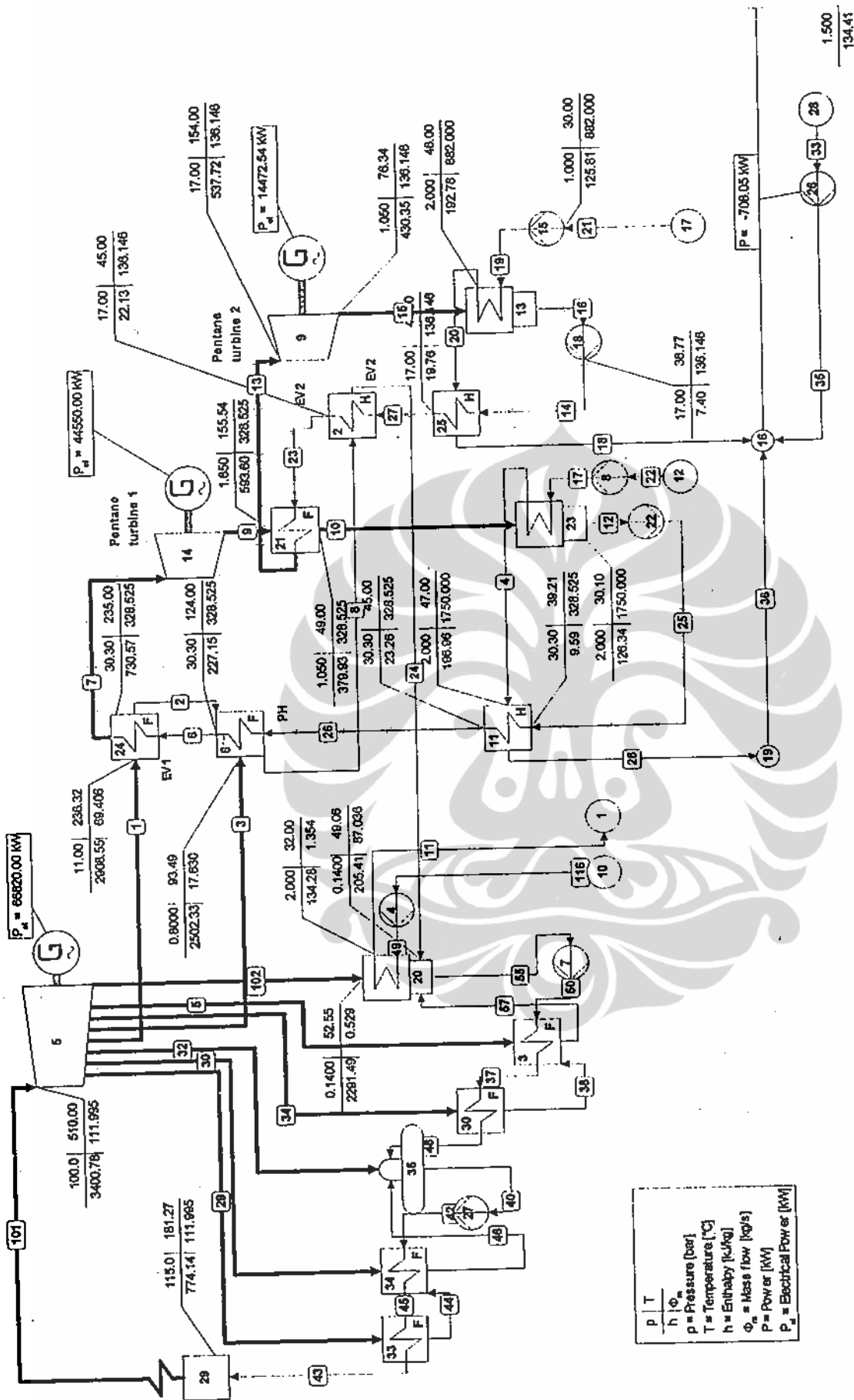
Exergy transmitted from the system, exergy losses and efficiencies

No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW]			Rel. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Univ. Exergy eff. [%]
			Total	Power/Heat	Losses			
29	Boiler	1	202798.45	0.00	202798.45	57.80	41.56	44.11
5	Turbine	3	76595.83	68686.87	7908.96	2.25	89.67	95.06
14	Turbine	3	48164.34	47474.75	689.59	0.20	98.57	98.94
20	Condensor	4	471.04	0.00	471.04	0.13	31.54	61.83
23	Condenser	4	11459.13	0.00	11459.13	3.27	31.10	37.23
6	Flash.Heater	5	1524.46	0.00	1524.46	0.43	82.10	85.37
3	Flash.Heater	5	138.75	0.00	138.75	0.04	80.21	88.95
24	Flash.Heater	5	1277.81	0.00	1277.81	0.36	97.78	98.16
30	Flash.Heater	5	488.13	0.00	488.13	0.14	79.90	86.31
33	Flash.Heater	5	642.85	0.00	642.85	0.18	90.21	96.26
34	Flash.Heater	5	597.45	0.00	597.45	0.17	87.77	94.67
35	Deaerator	7	116.69	0.00	116.69	0.03	84.67	97.34
22	Pump	8	-1458.87	-1792.15	333.28	0.09	81.40	83.27
4	Pump	8	-35.30	-43.68	8.38	0.00	80.82	90.02
7	Pump	8	-27.36	-33.46	6.10	0.00	81.76	98.79
27	Pump	8	-1359.24	-1488.66	129.42	0.04	91.31	97.75
8	Pump	8	-513.19	-632.38	119.20	0.03	81.15	92.28
11	Pump	8	-847.72	-1044.66	196.93	0.06	81.15	95.01
2	Node	9	2082.84	0.00	2082.84	0.59		80.42
2	Pipe		155.31		155.31	0.04		
4	Pipe		-6.25		-6.25	0.00		
8	Pipe		22.38		22.38	0.01		
38	Pipe		0.52		0.52	0.00		
44	Pipe		4.29		4.29	0.00		
46	Pipe		2.14		2.14	0.00		
57	Pipe		1.49		1.49	0.00		
101	Pipe		0.00		0.00	0.00		
	Medium to/from env.							
29	Boiler	1	-346999.09	-346999.09	0.00	0.00		
12	Sink/Source	10	-910.99	0.00	-910.99	-0.26		
16	Sink/Source	10	-2898.32	0.00	-2898.32	-0.83		
1	Sink/Source	10	8552.68	0.00	8552.68	2.44		
10	Sink/Source	10	-40.26	0.00	-40.26	-0.01		
	Total:		0.00	-235872.48	235872.47	67.23		



LAMPIRAN 7

HASIL SIMULASI CYCLE TEMPO SIKLUS BINER PLTU 2 TINGKAT



turbine dual press.060909 water cooling final .ui.gui

Lampiran 7 Hasil simulasi tempo cycle siklus biner PLTU 2 ti
Heat balance diagram

Sistem efisiensi

delivered	No	Apparatus	Type	Energy [KW]	Totals [KW]	Exergy [KW]	Totals [KW]
Absorbed power	29	Boiler	1	326856.6	326856.6	346724.62	346724.6
Delivered gross power	3	Generator	G	14472.54		14472.54	
	2	Generator	G	44550		44550	
	1	Generator	G	66820		66820	
					125842.6		125842.6
Aux. power consumption	18	Pump	8	438.5		438.5	
	8	Pump	8	216.99		216.99	
	22	Pump	8	1933.99		1933.99	
	7	Pump	8	33.44		33.44	
	15	Pump	8	109.36		109.36	
	26	Pump	8	708.05		708.05	
	27	Pump	8	1487.49		1487.49	
	4	Pump	8	0.37		0.37	
					4928.18		4928.18
Delivered net power					120914.4		120914.4
Efficiencies gross				38.50%		36.30%	
Efficiencies net				36.99%		34.87%	

Lampiran 7 Hasil simulasi tempo cycle siklus biner PLTU 2 tingkat Heat balance diagram

No.	Name	Type	Energy transmitted from system [kW]		Power/Heat	Losses	Rel. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Univ. Exergy eff. [%]
			Total						
29	Boiler	1	202638.05		0	202638.1	58.07	41.56	44.11
5	Turbine	3	75230.59		67494.95	7735.65	2.22	89.72	95.16
9	Turbine	3	14712.08		14618.73	93.35	0.03	99.37	99.47
14	Turbine	3	45639.64		45000	639.64	0.18	98.6	99.09
13	Condenser	4	402.23		0	402.23	0.12	85.9	87.22
20	Condenser	4	7.06		0	7.06	0	2.15	98.52
23	Condenser	4	103.76		0	103.76	0.03	98.1	98.31
3	Flash.Heater	5	138.64		0	138.64	0.04	80.21	88.95
21	Flash.Heater	5	2277.62		0	2277.62	0.65	88.22	90.91
6	Flash.Heater	5	12.57		0	12.57	0	99.88	99.91
24	Flash.Heater	5	9.9		0	9.9	0	99.88	99.99
30	Flash.Heater	5	487.75		0	487.75	0.14	79.9	86.31
33	Flash.Heater	5	642.34		0	642.34	0.18	80.21	96.26
34	Flash.Heater	5	596.98		0	596.98	0.17	87.77	94.67
2	Heat Exchgr.	8	418.57		0	418.57	0.12	4.53	68.4
25	Heat Exchgr.	8	1170.7		0	1170.7	0.34	6.86	62.71
11	Heat Exchgr.	6	2745.08		0	2745.08	0.79	8.15	63.89
35	Desaerator	7	116.6		0	116.6	0.03	84.67	97.34
18	Pump	8	-356.93		-438.5	81.57	0.02	81.4	84.59
8	Pump	8	-176.09		-216.99	40.9	0.01	81.15	92.28
22	Pump	8	-1574.32		-1933.99	359.66	0.1	81.4	83.27
7	Pump	8	-27.34		-33.44	6.1	0	81.76	98.79
15	Pump	8	-88.75		-109.36	20.62	0.01	81.15	92.09
26	Pump	8	-621.47		-708.05	86.58	0.02	87.77	96.36
27	Pump	8	-1358.16		-1487.49	129.32	0.04	91.31	97.75
4	Pump	8	-0.2		-0.37	0.16	0	55.87	73.04
19	Node	9	0		0	0	0	100	100
16	Node	9	1512.23		0	1512.23	0.43		
2	Pipe		366.08			366.08	0.1		
10	Pipe		-504.05			-504.05	-0.14		
16	Pipe		-36.98			-36.98	-0.01		

No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW] Total	Power/Heat	Losses	Rel. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Unlv. Exergy eff. [%]
26	Pipe		-713.34		-713.34	-0.2		
33	Pipe		101.74		101.74	0.03		
38	Pipe		0.52		0.52	0		
44	Pipe		4.28		4.28	0		
46	Pipe		2.14		2.14	0		
57	Pipe		1.49		1.49	0		
101	Pipe		0		0	0		
	Medium to/from env.							
29	Boiler	1	-346724.62	-346724.62	0	0		
17	Sink/Source	10	-151.41	0	-151.41	-0.04		
1	Sink/Source	10	0.59	0	0.59	0		
10	Sink/Source	10	-0.23	0	-0.23	0		
28	Sink/Source	10	-1771.68	0	-1771.68	-0.51		
32	Sink/Source	10	5055.64	0	5055.64	1.45		
12	Sink/Source	10	-312.6	0	-312.6	-0.09		
	Total:		0	-224539.12	224539.1	64.35		

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
1	194587.12 194587.12	194587.12 194587.12	0.00	61115.23 61115.23	61115.23 61115.23	0.00
2	29201.15 29201.15	29201.15 29201.15	0.00	4090.73 3724.65	4090.73 3724.65	0.00
3	42266.55 42266.55	42266.55 42266.55	0.00	7455.86 7455.86	7455.86 7455.86	0.00
4	161055.38 161055.38	161055.38 161055.38	0.00	5831.94 5831.94	5831.94 5831.94	0.00
5	5497.26 5497.26	5497.26 5497.26	0.00	680.75 680.75	680.75 680.75	0.00
6	83159.50 83159.50	83159.50 83159.50	0.00	13126.06 13126.06	13126.06 13126.06	0.00
7	248545.47 248545.47	248545.47 248545.47	0.00	70140.65 70140.65	70140.65 70140.65	0.00
8	13475.40 13475.40	13475.40 13475.40	0.00	789.31 789.31	789.31 789.31	0.00
9	203545.47 203545.47	203545.47 203545.47	0.00	24501.01 24501.01	24501.01 24501.01	0.00
10	133350.06 133350.06	133350.06 133350.06	0.00	5159.26 5663.31	5159.26 5663.31	0.00
11	39.75 39.75	39.75 39.75	0.00	0.59 0.59	0.59 0.59	0.00
12	9943.16 9943.16	9943.16 9943.16	0.00	216.30 216.30	216.30 216.30	0.00
13	76745.70 76745.70	76745.70 76745.70	0.00	17619.42 17619.42	17619.42 17619.42	0.00
14	4544.13 4544.13	4544.13 4544.13	0.00	447.77 447.77	447.77 447.77	0.00
15	62126.97 62126.97	62126.97 62126.97	0.00	2907.33 2907.33	2907.33 2907.33	0.00
16	3157.77 4149.48	3157.77 4149.48	0.00	53.86 90.85	53.86 90.85	0.00
17	37471.70 37471.70	37471.70 37471.70	0.00	488.69 488.69	488.69 488.69	0.00
18	55374.14 55374.14	55374.14 55374.14	0.00	1433.07 1433.07	1433.07 1433.07	0.00
19	18517.08 18517.08	18517.08 18517.08	0.00	240.16 240.16	240.16 240.16	0.00
20	77486.28 77486.28	77486.28 77486.28	0.00	2691.40 2691.40	2691.40 2691.40	0.00
21	18418.65 18418.65	18418.65 18418.65	0.00	151.41 151.41	151.41 151.41	0.00
22	37276.40 37276.40	37276.40 37276.40	0.00	312.60 312.60	312.60 312.60	0.00
23	6550.30 6550.30	6550.30 6550.30	0.00	555.28 555.28	555.28 555.28	0.00
24	8745.02 8745.02	8745.02 8745.02	0.00	350.85 327.55	350.85 327.55	0.00
25	11683.75 11683.75	11683.75 11683.75	0.00	1790.62 1790.62	1790.62 1790.62	0.00
26	16174.66 25167.19	16174.66 25167.19	0.00	2034.09 2747.42	2034.09 2747.42	0.00
27	6226.45 6226.45	6226.45 6226.45	0.00	535.40 535.40	535.40 535.40	0.00
28	109869.33 109869.33	109869.33 109869.33	0.00	2843.40 2843.40	2843.40 2843.40	0.00
29	23124.24 23124.24	23124.24 23124.24	0.00	7262.78 7262.78	7262.78 7262.78	0.00
30	18493.53 18493.53	18493.53 18493.53	0.00	4859.16 4859.16	4859.16 4859.16	0.00

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
31	381213.97 381213.97	381213.97 381213.97	0.00	5055.64 5055.64	5055.64 5055.64	0.00
32	3204.65 3204.65	3204.65 3204.65	0.00	715.08 715.08	715.08 715.08	0.00
33	215303.08 215303.08	215303.08 215303.08	0.00	1771.68 1669.93	1771.68 1669.93	0.00
34	13295.16 13295.16	13295.16 13295.16	0.00	2502.69 2502.69	2502.69 2502.69	0.00
35	215970.48 215970.48	215970.48 215970.48	0.00	2291.40 2291.40	2291.40 2291.40	0.00
36	109869.33 109869.33	109869.33 109869.33	0.00	2843.40 2843.40	2843.40 2843.40	0.00
37	16490.83 16490.83	16490.83 16490.83	0.00	1059.48 1059.48	1059.48 1059.48	0.00
38	1073.99 1073.99	1073.99 1073.99	0.00	76.50 75.98	76.50 75.98	0.00
40	37447.77 37447.77	37447.77 37447.77	0.00	4272.78 4272.78	4272.78 4272.78	0.00
42	38861.57 38861.57	38861.57 38861.57	0.00	5630.95 5630.95	5630.95 5630.95	0.00
43	74948.21 74948.21	74948.21 74948.21	0.00	15830.76 15830.76	15830.76 15830.76	0.00
44	4273.72 4273.72	4273.72 4273.72	0.00	704.25 699.96	704.25 699.96	0.00
45	56097.70 56097.70	56097.70 56097.70	0.00	9914.57 9914.57	9914.57 9914.57	0.00
46	5531.13 5531.13	5531.13 5531.13	0.00	678.52 676.38	678.52 676.38	0.00
48	28711.99 28711.99	28711.99 28711.99	0.00	2997.92 2997.92	2997.92 2997.92	0.00
49	28.53 28.53	28.53 28.53	0.00	0.44 0.44	0.44 0.44	0.00
50	11013.42 11013.42	11013.42 11013.42	0.00	497.45 497.45	497.45 497.45	0.00
55	10983.33 10983.33	10983.33 10983.33	0.00	470.11 470.11	470.11 470.11	0.00
57	1093.85 1093.85	1093.85 1093.85	0.00	56.06 54.57	56.06 54.57	0.00
101	369119.16 369119.16	369119.16 369119.16	0.00	159917.34 159917.34	159917.34 159917.34	0.00
102	1155.69 1155.69	1155.69 1155.69	0.00	95.21 95.21	95.21 95.21	0.00
116	28.31 28.31	28.31 28.31	0.00	0.23 0.23	0.23 0.23	0.00

Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m ³ /s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
1	WATERSTM 1	69.406	3.853	14.172 14.172	11.00 11.00	236.32 236.32	2908.55 2908.55	6.8172 6.8172	880.55 880.55	100.00 100.00
2	WATERSTM 1	69.406	3.853	0.073678 8.6073	11.00 0.8000	125.00 125.00	525.66 525.66	1.5807 1.5984	58.94 53.66	0.00 100.00
3	WATERSTM 1	17.630	0.979	34.163 34.163	0.8000 0.8000	93.49 93.49	2502.33 2502.33	6.9897 6.9897	422.90 422.90	92.84 92.84
4	WATERSTM 1	1750.000	97.140	1.7687 1.7687	2.000 2.000	47.00 47.00	196.96 196.96	0.6647 0.6647	3.33 3.33	0.00 0.00
5	WATERSTM 1	2.417	0.134	11.311 11.311	0.3000 0.3000	69.10 69.10	2379.00 2379.00	7.0500 7.0500	281.61 281.61	89.49 89.49
6	n-C5	328.525	4.553	0.62371 0.62371	30.30 30.30	124.00 124.00	227.15 227.15	0.6295 0.6295	39.95 39.95	0.00 0.00
7	n-C5	328.525	4.553	4.6774 4.6774	30.30 30.30	235.00 235.00	730.57 730.57	1.7359 1.7359	213.50 213.50	100.00 100.00
8	WATERSTM 1	87.036	4.831	0.088608 0.088608	3.000 3.000	62.00 62.00	259.76 259.76	0.8561 0.8561	9.07 9.07	0.00 0.00
9	n-C5	328.525	4.553	96.052 96.052	1.650 1.650	155.54 155.54	593.60 593.60	1.7424 1.7424	74.58 74.58	100.00 100.00
10	n-C5	328.525	4.553	111.61 106.37	1.050 1.100	49.00 49.12	379.93 379.93	1.2232 1.2181	15.70 17.24	100.00 100.00
11	WATERSTM 1	1.354	0.075	0.0013609 0.0013609	2.000 2.000	32.00 32.00	134.28 134.28	0.4642 0.4642	0.44 0.44	0.00 0.00
12	n-C5	328.525	4.553	0.54217 0.54217	1.100 1.100	38.01 38.01	4.29 4.29	0.0138 0.0138	0.66 0.66	0.00 0.00
13	n-C5	136.146	1.887	2.7132 2.7132	17.00 17.00	154.00 154.00	537.72 537.72	1.3711 1.3711	129.42 129.42	100.00 100.00
14	n-C5	136.146	1.887	0.22214 0.22214	17.00 17.00	38.77 38.77	7.40 7.40	0.0154 0.0154	3.29 3.29	0.00 0.00
15	n-C5	136.146	1.887	50.653 50.653	1.050 1.050	76.34 76.34	430.35 430.35	1.3734 1.3734	21.35 21.35	100.00 100.00
16	n-C5	136.146	1.887	0.22358 0.22472	1.100 1.100	38.10 38.10	-2.78 4.50	-0.0091 0.0145	0.40 0.67	0.00 0.00
17	WATERSTM 1	1750.000	97.140	1.7576 1.7576	2.000 2.000	30.10 30.10	126.34 126.34	0.4381 0.4381	0.28 0.28	0.00 0.00
18	WATERSTM 1	882.000	48.959	0.88887 0.88887	2.000 2.000	40.00 40.00	167.71 167.71	0.5724 0.5724	1.62 1.62	0.00 0.00
19	WATERSTM 1	882.000	48.959	0.88581 0.88581	2.000 2.000	30.00 30.00	125.92 125.92	0.4367 0.4367	0.27 0.27	0.00 0.00
20	WATERSTM 1	882.000	48.959	0.89105 0.89105	2.000 2.000	46.00 46.00	192.78 192.78	0.6517 0.6517	3.05 3.05	0.00 0.00
21	WATERSTM 1	882.000	48.959	0.88585 0.88585	1.000 1.000	30.00 30.00	125.81 125.81	0.4367 0.4367	0.17 0.17	0.00 0.00
22	WATERSTM 1	1750.000	97.140	1.7577 1.7577	1.000 1.000	30.10 30.10	126.23 126.23	0.4381 0.4381	0.18 0.18	0.00 0.00
23	n-C5	136.146	1.887	0.22430 0.22430	17.00 17.00	45.00 45.00	22.13 22.13	0.0622 0.0622	4.08 4.08	0.00 0.00
24	WATERSTM 1	87.036	4.831	0.088041 0.088055	3.000 0.1400	49.00 49.06	205.41 205.41	0.6907 0.6916	4.03 3.76	0.00 0.00
25	n-C5	328.525	4.553	0.53109 0.53109	30.30 30.30	39.21 39.21	9.59 9.59	0.0155 0.0155	5.45 5.45	0.00 0.00
26	n-C5	328.525	4.553	0.53558 0.54491	30.30 30.30	45.00 45.00	23.26 50.63	0.0588 0.1434	6.19 8.36	0.00 0.00
27	n-C5	136.146	1.887	0.22395 0.22395	17.00 17.00	44.00 44.00	19.76 19.76	0.0547 0.0547	3.93 3.93	0.00 0.00
28	WATERSTM 1	1750.000	97.140	1.7636 1.7636	2.000 2.000	40.00 40.00	167.71 167.71	0.5724 0.5724	1.62 1.62	0.00 0.00
29	WATERSTM 1	8.248	0.458	1.6841 1.6841	11.00 11.00	236.32 236.32	2908.55 2908.55	6.8172 6.8172	880.55 880.55	100.00 100.00
30	WATERSTM 1	7.016	0.389	3.1340 3.1340	4.155 4.155	145.39 145.39	2740.74 2740.74	6.8849 6.8849	692.56 692.56	100.00 100.00

Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m3/s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
31	WATERSTM 1	12932.000	717.838	12.996	1.500	32.04	134.41	0.4648	0.39	0.00
				12.996	1.500	32.04	134.41	0.4648	0.39	0.00
32	WATERSTM 1	1.272	0.071	1.1170	1.940	119.25	2625.23	6.9341	562.38	96.39
				1.1170	1.940	119.25	2625.23	6.9341	562.38	96.39
33	WATERSTM 1	10300.000	571.739	10.345	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
				10.345	0.9000	30.00	125.83	0.4368	0.16	0.00
34	WATERSTM 1	5.477	0.304	8.6925	1.000	99.61	2532.20	6.9758	456.91	93.68
				8.6925	1.000	99.61	2532.20	6.9758	456.91	93.68
35	WATERSTM 1	10300.000	571.739	10.345	1.500	30.00	125.90	0.4368	0.22	0.00
				10.345	1.500	30.00	125.90	0.4368	0.22	0.00
36	WATERSTM 1	1750.000	97.140	1.7636	2.000	40.00	167.71	0.5724	1.62	0.00
				1.7636	2.000	40.00	167.71	0.5724	1.62	0.00
37	WATERSTM 1	95.459	5.299	0.097415	2.440	66.30	277.68	0.9094	11.10	0.00
				0.097415	2.440	66.30	277.68	0.9094	11.10	0.00
38	WATERSTM 1	5.477	0.304	0.0056082	0.9000	71.90	301.01	0.9780	13.97	0.00
				0.14999	0.3000	69.10	301.01	0.9783	13.87	0.50
40	WATERSTM 1	111.995	6.217	0.11729	1.200	104.78	439.30	1.3608	38.15	0.00
				0.11729	1.200	104.78	439.30	1.3608	38.15	0.00
42	WATERSTM 1	111.995	6.217	0.11672	116.0	105.76	451.92	1.3624	50.28	0.00
				0.11672	116.0	105.76	451.92	1.3624	50.28	0.00
43	WATERSTM 1	111.995	6.217	0.12548	115.0	181.27	774.14	2.1377	141.35	0.00
				0.12548	115.0	181.27	774.14	2.1377	141.35	0.00
44	WATERSTM 1	8.248	0.458	0.0089711	10.50	147.79	623.08	1.8187	85.38	0.00
				0.030396	4.155	144.99	623.08	1.8205	84.86	0.58
45	WATERSTM 1	111.995	6.217	0.12040	115.5	142.19	605.82	1.7503	88.53	0.00
				0.12040	115.5	142.19	605.82	1.7503	88.53	0.00
46	WATERSTM 1	15.264	0.847	0.016067	3.655	111.36	467.29	1.4335	44.45	0.00
				0.016069	1.940	111.39	467.29	1.4340	44.31	0.00
48	WATERSTM 1	95.459	5.299	0.099367	1.940	96.81	405.71	1.2707	31.41	0.00
				0.099367	1.940	96.81	405.71	1.2707	31.41	0.00
49	WATERSTM 1	1.354	0.075	0.0013600	2.500	30.01	125.99	0.4368	0.32	0.00
				0.0013600	2.500	30.01	125.99	0.4368	0.32	0.00
50	WATERSTM 1	95.459	5.299	0.096721	2.940	52.57	220.30	0.7367	5.21	0.00
				0.096721	2.940	52.57	220.30	0.7367	5.21	0.00
55	WATERSTM 1	95.459	5.299	0.096732	0.1400	52.55	219.99	0.7366	4.92	0.00
				0.096732	0.1400	52.55	219.99	0.7366	4.92	0.00
57	WATERSTM 1	7.895	0.438	0.0080223	0.2000	58.17	243.48	0.8081	7.10	0.00
				0.84266	0.1400	52.55	243.48	0.8088	6.91	0.99
101	WATERSTM 1	111.995	6.217	3.7399	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1427.90	100.00
				3.7399	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1427.90	100.00
102	WATERSTM 1	0.529	0.029	4.9272	0.1400	52.55	2291.49	7.0968	180.13	87.19
				4.9272	0.1400	52.55	2291.49	7.0968	180.13	87.19
116	WATERSTM 1	1.354	0.075	0.0013601	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
				0.0013601	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00

Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m3/s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
1	WATERSTM 1	68.942	3.827	14.077	11.00	236.32	2908.55	6.8172	880.55	100.00
				14.077	11.00	236.32	2908.55	6.8172	880.55	100.00
2	WATERSTM 1	68.942	3.827	0.072521	11.00	111.00	466.29	1.4289	44.83	0.00
				4.7939	0.8000	110.99	466.29	1.4364	42.57	100.00
3	WATERSTM 1	13.763	0.764	26.670	0.8000	93.49	2502.33	6.9897	422.90	92.84
				26.670	0.8000	93.49	2502.33	6.9897	422.90	92.84
4	n-C5	304.431	4.219	0.49214	30.30	39.21	9.59	0.0155	5.45	0.00
				0.49227	30.30	39.21	10.03	0.0169	5.47	0.00
5	WATERSTM 1	2.419	0.134	11.320	0.3000	69.10	2379.00	7.0500	281.61	89.49
				11.320	0.3000	69.10	2379.00	7.0500	281.61	89.49
6	n-C5	304.431	4.219	0.55320	30.30	106.00	177.50	0.5015	28.44	0.00
				0.55320	30.30	106.00	177.50	0.5015	28.44	0.00
7	n-C5	304.431	4.219	4.3344	30.30	235.00	730.57	1.7359	213.50	100.00
				4.3344	30.30	235.00	730.57	1.7359	213.50	100.00
8	WATERSTM 1	82.705	4.591	0.083514	3.000	45.00	188.69	0.6385	2.88	0.00
				0.083527	0.1400	45.00	188.69	0.6394	2.61	0.00
9	n-C5	304.431	4.219	131.58	1.100	146.47	574.63	1.7435	55.29	100.00
				131.58	1.100	146.47	574.63	1.7435	55.29	100.00
10	WATERSTM 1	5100.000	283.094	5.1363	2.000	38.25	160.39	0.5489	1.29	0.00
				5.1363	2.000	38.25	160.39	0.5489	1.29	0.00
11	WATERSTM 1	234.039	12.991	0.23568	2.000	38.00	159.36	0.5456	1.25	0.00
				0.23568	2.000	38.00	159.36	0.5456	1.25	0.00
12	n-C5	304.431	4.219	0.50241	1.100	38.01	4.29	0.0138	0.66	0.00
				0.50241	1.100	38.01	4.29	0.0138	0.66	0.00
13	WATERSTM 1	22184.039	1231.407	22.294	1.500	31.98	134.17	0.4640	0.39	0.00
				22.294	1.500	31.98	134.17	0.4640	0.39	0.00
17	WATERSTM 1	5100.000	283.094	5.1222	2.000	30.10	126.34	0.4381	0.28	0.00
				5.1222	2.000	30.10	126.34	0.4381	0.28	0.00
22	WATERSTM 1	5100.000	283.094	5.1224	1.000	30.10	126.23	0.4381	0.18	0.00
				5.1224	1.000	30.10	126.23	0.4381	0.18	0.00
25	WATERSTM 1	16850.000	935.321	16.924	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
				16.924	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
26	WATERSTM 1	16850.000	935.321	16.923	1.500	30.00	125.89	0.4368	0.22	0.00
				16.923	1.500	30.00	125.89	0.4368	0.22	0.00
29	WATERSTM 1	8.255	0.458	1.6855	11.00	236.32	2908.55	6.8172	880.55	100.00
				1.6855	11.00	236.32	2908.55	6.8172	880.55	100.00
30	WATERSTM 1	7.022	0.390	3.1365	4.155	145.39	2740.74	6.8849	692.56	100.00
				3.1365	4.155	145.39	2740.74	6.8849	692.56	100.00
32	WATERSTM 1	1.273	0.071	1.1179	1.940	119.25	2625.23	6.9341	562.38	96.39
				1.1179	1.940	119.25	2625.23	6.9341	562.38	96.39
34	WATERSTM 1	5.482	0.304	8.6994	1.000	99.61	2532.20	6.9758	456.91	93.68
				8.6994	1.000	99.61	2532.20	6.9758	456.91	93.68
37	WATERSTM 1	95.535	5.303	0.097492	2.440	66.30	277.68	0.9094	11.10	0.00
				0.097492	2.440	66.30	277.68	0.9094	11.10	0.00
38	WATERSTM 1	5.482	0.304	0.0056126	0.9000	71.90	301.01	0.9780	13.97	0.00
				0.15011	0.3000	69.10	301.01	0.9783	13.87	0.50
40	WATERSTM 1	112.084	6.222	0.11738	1.200	104.78	439.30	1.3608	38.15	0.00
				0.11738	1.200	104.78	439.30	1.3608	38.15	0.00
42	WATERSTM 1	112.084	6.222	0.11681	116.0	105.76	451.92	1.3624	50.28	0.00
				0.11681	116.0	105.76	451.92	1.3624	50.28	0.00
43	WATERSTM 1	112.084	6.222	0.12558	115.0	181.27	774.14	2.1377	141.35	0.00
				0.12558	115.0	181.27	774.14	2.1377	141.35	0.00
44	WATERSTM 1	8.255	0.458	0.0089782	10.50	147.79	623.08	1.8187	85.38	0.00
				0.030420	4.155	144.99	623.08	1.8205	84.86	0.58
45	WATERSTM 1	112.084	6.222	0.12050	115.5	142.19	605.82	1.7503	88.53	0.00
				0.12050	115.5	142.19	605.82	1.7503	88.53	0.00
46	WATERSTM 1	15.276	0.848	0.016080	3.655	111.36	467.29	1.4335	44.45	0.00
				0.016082	1.940	111.39	467.29	1.4340	44.31	0.00
48	WATERSTM 1	95.535	5.303	0.099446	1.940	96.81	405.71	1.2707	31.41	0.00
				0.099446	1.940	96.81	405.71	1.2707	31.41	0.00

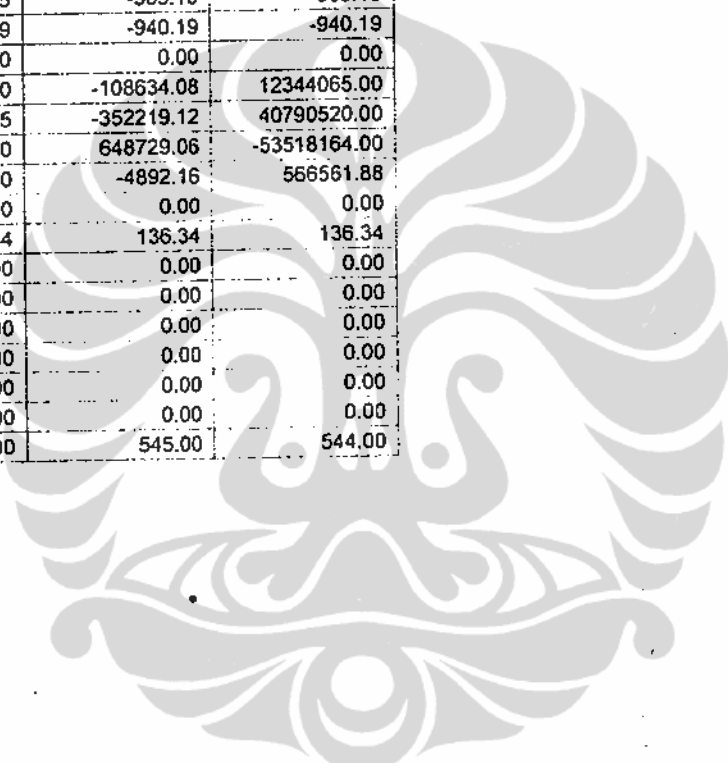
Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m ³ /s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
49	WATERSTM 1	234.039	12.991	0.23505	2.500	30.01	125.99	0.4368	0.32	0.00
				0.23505	2.500	30.01	125.99	0.4368	0.32	0.00
50	WATERSTM 1	95.535	5.303	0.096798	2.940	52.57	220.30	0.7367	5.21	0.00
				0.096798	2.940	52.57	220.30	0.7367	5.21	0.00
55	WATERSTM 1	95.535	5.303	0.096809	0.1400	52.55	219.99	0.7366	4.92	0.00
				0.096809	0.1400	52.55	219.99	0.7366	4.92	0.00
57	WATERSTM 1	7.901	0.433	0.0080286	0.2000	58.17	243.48	0.8081	7.10	0.00
				0.84332	0.1400	52.55	243.48	0.8088	6.91	0.99
101	WATERSTM 1	112.084	6.222	3.7429	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1427.90	100.00
				3.7429	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1427.90	100.00
102	WATERSTM 1	4.929	0.274	45.949	0.1400	52.55	2291.49	7.0968	180.13	87.19
				45.949	0.1400	52.55	2291.49	7.0968	180.13	87.19
116	WATERSTM 1	234.039	12.991	0.23506	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
				0.23506	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00



Energy balance of the system

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy)	Energy loss (HHV)	Energy loss (LHV)
			[kW]	[kW]	[kW]
29	Boiler	1	-294403.81	-294403.81	-294403.81
5	Turbine	3	68686.87	68686.87	68686.87
14	Turbine	3	47474.75	47474.75	47474.75
20	Condensor	4	0.00	0.00	0.00
23	Condensor	4	0.00	0.00	0.00
6	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
3	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
24	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
30	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
33	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
34	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
35	Deaerator	7	0.00	0.00	0.00
22	Pump	8	-1612.94	-1612.94	-1612.94
4	Pump	8	-37.91	-37.91	-37.91
7	Pump	8	-30.12	-30.12	-30.12
27	Pump	8	-1414.91	-1414.91	-1414.91
8	Pump	8	-569.15	-569.15	-569.15
11	Pump	8	-940.19	-940.19	-940.19
2	Node	9	0.00	0.00	0.00
12	Sink/Source	10	-643773.50	-108634.08	12344065.00
16	Sink/Source	10	-2120277.75	-352219.12	40790520.00
1	Sink/Source	10	2976484.50	648729.06	-53518164.00
10	Sink/Source	10	-29449.70	-4892.16	566561.88
2	Pipe		0.00	0.00	0.00
4	Pipe		136.34	136.34	136.34
8	Pipe		0.00	0.00	0.00
38	Pipe		0.00	0.00	0.00
44	Pipe		0.00	0.00	0.00
46	Pipe		0.00	0.00	0.00
57	Pipe		0.00	0.00	0.00
101	Pipe		0.00	0.00	0.00
	Total:		545.00	545.00	544.00

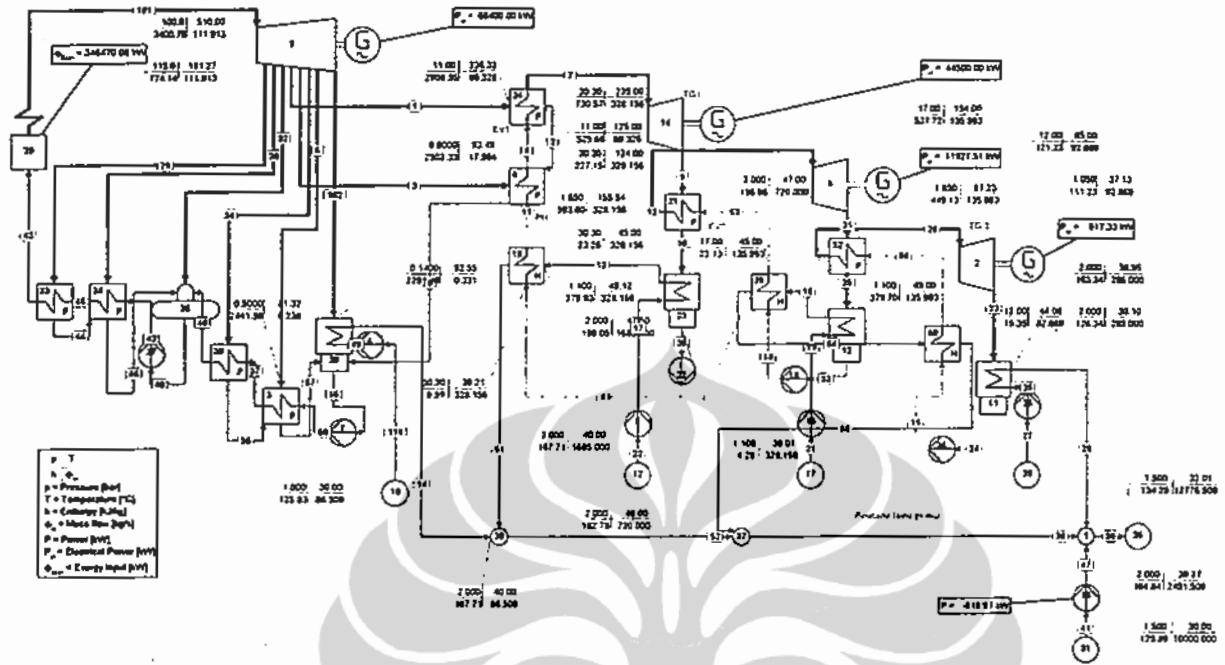




LAMPIRAN 8

HASIL SIMULASI CYCLE TEMPO SIKLUS BINER PLTU 3 TINGKAT

COMBINED STEAM & PENTANE CYCLE POWER PLANT - TRIPLE PRESSURE HEAT BALANCE



Energy balance of the system

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy)	Energy loss (HHV)	Energy loss (LHV)
			[kW]	[kW]	[kW]
29	Boiler	1	-293954.97	-293954.97	-293954.97
2	Turbine	3	926.60	926.60	926.60
5	Turbine	3	67070.70	67070.70	67070.70
9	Turbine	3	12047.99	12047.99	12047.99
14	Turbine	3	44949.50	44949.50	44949.50
11	Condenser	4	0.00	0.00	0.00
13	Condenser	4	211.38	211.38	211.38
20	Condensor	4	0.00	0.00	0.00
23	Condenser	4	754.32	754.32	754.32
3	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
6	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
21	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
24	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
30	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
32	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
33	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
34	Flash.Heater	5	0.00	0.00	0.00
19	Heat Exchgr.	6	-48319.62	48319.62	48319.62
39	Heat Exchgr.	6	972.64	972.64	972.64
40	Heat Exchgr.	6	23181.77	23181.77	23181.77
35	Deaerator	7	0.00	0.00	0.00
7	Pump	8	-30.07	-30.07	-30.07
22	Pump	8	-1738.63	-1738.63	-1738.63
8	Pump	8	-188.04	-188.04	-188.04
25	Pump	8	-31.81	-31.81	-31.81
27	Pump	8	-1412.76	-1412.76	-1412.76
4	Pump	8	-14.01	-14.01	-14.01
15	Pump	8	-80.35	-80.35	-80.35
16	Pump	8	-557.98	-557.98	-557.98
36	Pump	8	-182.72	-182.72	-182.72
18	Pump	8	-394.14	-394.14	-394.14
1	Node	9	0.00	0.00	0.00
37	Node	9	0.00	0.00	0.00
38	Node	9	0.00	0.00	0.00
12	Sink/Source	10	-212697.70	-35891.85	4078382.25
26	Sink/Source	10	1715643.75	375013.66	-30821460.00
28	Sink/Source	10	-35975.58	-6070.73	689815.38
10	Sink/Source	10	-10885.64	-1808.32	209421.17
31	Sink/Source	10	-1258325.12	-209032.12	24208024.00
17	Sink/Source	10	-90885.67	-15336.58	1742691.50
2	Pipe		0.00	0.00	0.00
8	Pipe		0.00	0.00	0.00
10	Pipe		0.00	0.00	0.00
11	Pipe		7391.84	7391.84	7391.84
23	Pipe		0.00	0.00	0.00
24	Pipe		-668.73	-668.73	-668.73
38	Pipe		0.00	0.00	0.00
44	Pipe		0.00	0.00	0.00
46	Pipe		0.00	0.00	0.00
57	Pipe		0.00	0.00	0.00
101	Pipe		0.00	0.00	0.00
	Total:		26892.00	26892.00	26892.00

Exergy transmitted from the system, exergy losses and efficiencies

No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW]			Rel. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Univ. Exergy eff. [%]
			Total	Power/Heat	Losses			
29	Boiler	1	202489.27	0.00	202489.27	58.07	41.56	44.11
2	Turbine	3	944.77	926.60	18.17	0.01	98.08	98.69
5	Turbine	3	74746.02	67070.70	7675.31	2.20	89.73	95.20
9	Turbine	3	12251.67	12047.99	203.68	0.06	98.34	98.84
14	Turbine	3	45588.41	44949.50	638.92	0.18	98.60	99.09
11	Condenser	4	37.61	0.00	37.61	0.01	89.65	92.17
13	Condenser	4	54.30	0.00	54.30	0.02	97.59	97.86
20	Condensor	4	192.61	0.00	192.61	0.06	36.90	76.01
23	Condenser	4	51.62	0.00	51.62	0.01	99.05	99.16
3	Flash.Heater	5	42.27	0.00	42.27	0.01	51.44	93.39
6	Flash.Heater	5	102.79	0.00	102.79	0.03	99.03	99.26
21	Flash.Heater	5	2275.06	0.00	2275.06	0.65	88.22	90.91
24	Flash.Heater	5	9.89	0.00	9.89	0.00	99.98	99.99
30	Flash.Heater	5	914.18	0.00	914.18	0.26	72.86	76.96
32	Flash.Heater	5	1904.20	0.00	1904.20	0.55	36.65	66.23
33	Flash.Heater	5	641.87	0.00	641.87	0.18	90.21	96.26
34	Flash.Heater	5	596.54	0.00	596.54	0.17	87.77	94.67
19	Heat Exchgr.	6	2878.84	0.00	2878.84	0.83	7.79	62.36
39	Heat Exchgr.	6	93.56	0.00	93.56	0.03	53.77	96.71
40	Heat Exchgr.	6	1257.01	0.00	1257.01	0.36	7.83	47.20
35	Deaerator	7	116.52	0.00	116.52	0.03	84.67	97.34
7	Pump	8	-27.32	-33.41	6.09	0.00	81.76	98.79
22	Pump	8	-1572.56	-1931.82	359.26	0.10	81.40	83.27
8	Pump	8	-169.55	-208.93	39.38	0.01	81.15	92.28
25	Pump	8	-28.68	-35.34	6.66	0.00	81.15	92.28
27	Pump	8	-1357.16	-1486.40	129.23	0.04	91.31	97.75
4	Pump	8	-13.05	-16.60	3.55	0.00	78.59	88.71
15	Pump	8	-72.45	-89.28	16.83	0.00	81.15	92.28
16	Pump	8	-503.10	-619.97	116.88	0.03	81.15	95.01
36	Pump	8	-164.89	-203.02	38.13	0.01	81.22	82.80
18	Pump	8	-356.46	-437.93	81.48	0.02	81.39	84.55
1	Node	9	1361.39	0.00	1361.39	0.39		78.46
37	Node	9	21.15	0.00	21.15	0.01		99.43
38	Node	9	0.00	0.00	0.00	0.00		100.00
2	Pipe		365.67		365.67	0.10		
8	Pipe		51.24		51.24	0.01		
10	Pipe		-503.48		-503.48	-0.14		
11	Pipe		-565.36		-565.36	-0.16		
23	Pipe		46.55		46.55	0.01		
24	Pipe		18.65		18.65	0.01		
38	Pipe		0.27		0.27	0.00		
44	Pipe		4.28		4.28	0.00		
46	Pipe		2.14		2.14	0.00		
57	Pipe		1.61		1.61	0.00		
101	Pipe		0.00		0.00	0.00		
	Medium to/from env.							
29	Boiler	1	-346470.06	-346470.06	0.00	0.00		
12	Sink/Source	10	-300.99	0.00	-300.99	-0.09		
26	Sink/Source	10	4957.63	0.00	4957.63	1.42		
28	Sink/Source	10	-50.91	0.00	-50.91	-0.01		
10	Sink/Source	10	-14.88	0.00	-14.88	0.00		
31	Sink/Source	10	-1720.07	0.00	-1720.07	-0.49		
17	Sink/Source	10	-128.61	0.00	-128.61	-0.04		
	Total:		0.00	-226537.98	226537.97	64.97		

Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m ³ /s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
1	WATERSTM 1	69.328	3.848	14.156 14.156	11.00 11.00	236.32 236.32	2908.55 2908.55	6.8172 6.8172	880.55 880.55	100.00 100.00
2	WATERSTM 1	69.328	3.848	0.073795 8.5976	11.00 0.8000	125.00 125.00	525.66 525.66	1.5807 1.5984	58.94 53.66	0.00 100.00
3	WATERSTM 1	17.994	0.999	34.868 34.868	0.8000 0.8000	93.49 93.49	2502.33 2502.33	6.9897 6.9897	422.90 422.90	92.84 92.84
4	n-C5	328.156	4.548	0.53049 0.53049	30.30 30.30	39.21 39.21	9.59 9.59	0.0155 0.0155	5.45 5.45	0.00 0.00
5	WATERSTM 1	0.238	0.013	0.70217 0.70217	0.5000 0.5000	81.32 81.32	2441.59 2441.59	7.0185 7.0185	353.58 353.58	91.16 91.16
6	n-C5	328.156	4.548	0.62301 0.62301	30.30 30.30	124.00 124.00	227.15 227.15	0.6295 0.6295	39.95 39.95	0.00 0.00
7	n-C5	328.156	4.548	4.6721 4.6721	30.30 30.30	235.00 235.00	730.57 730.57	1.7359 1.7359	213.50 213.50	100.00 100.00
8	WATERSTM 1	87.322	4.847	0.088805 12.427	3.000 0.1400	60.00 60.01	251.39 251.39	0.8311 0.8330	8.17 7.58	0.00 100.00
9	n-C5	328.156	4.548	95.944 95.944	1.650 1.650	155.54 155.54	593.60 593.60	1.7424 1.7424	74.58 74.58	100.00 100.00
10	n-C5	328.156	4.548	111.48 106.25	1.050 1.100	49.00 49.12	379.93 379.93	1.2232 1.2181	15.70 17.24	100.00 100.00
11	n-C5	328.156	4.548	0.53498 0.54261	30.30 30.30	45.00 45.00	23.26 45.78	0.0588 0.1286	6.19 7.91	0.00 0.00
12	WATERSTM 1	1685.000	93.532	1.7034 1.7034	2.000 2.000	47.50 47.50	199.05 199.05	0.6713 0.6713	3.48 3.48	0.00 0.00
13	n-C5	135.993	1.885	2.7102 2.7102	17.00 17.00	154.00 154.00	537.72 537.72	1.3711 1.3711	129.42 129.42	100.00 100.00
14	WATERSTM 1	86.509	4.802	0.087183 0.087183	2.000 2.000	40.00 40.00	167.71 167.71	0.5724 0.5724	1.62 1.62	0.00 0.00
15	n-C5	92.669	1.284	0.15031 0.15031	12.00 12.00	32.46 32.46	-7.79 -7.79	-0.0312 -0.0312	1.98 1.98	0.00 0.00
16	WATERSTM 1	720.000	39.966	0.72770 0.72770	2.000 2.000	47.00 47.00	196.96 196.96	0.6647 0.6647	3.33 3.33	0.00 0.00
17	WATERSTM 1	1685.000	93.532	1.6923 1.6923	2.000 2.000	30.10 30.10	126.34 126.34	0.4381 0.4381	0.28 0.28	0.00 0.00
18	n-C5	135.993	1.885	0.22186 0.22186	17.00 17.00	38.67 38.67	7.16 7.16	0.0146 0.0146	3.28 3.28	0.00 0.00
19	WATERSTM 1	720.000	39.966	0.72313 0.72313	2.000 2.000	30.10 30.10	126.34 126.34	0.4381 0.4381	0.28 0.28	0.00 0.00
20	n-C5	328.156	4.548	0.54156 0.54156	1.100 1.100	38.01 38.01	4.29 4.29	0.0138 0.0138	0.66 0.66	0.00 0.00
21	WATERSTM 1	720.000	39.966	0.72317 0.72317	1.000 1.000	30.10 30.10	126.23 126.23	0.4381 0.4381	0.18 0.18	0.00 0.00
22	WATERSTM 1	1685.000	93.532	1.6924 1.6924	1.000 1.000	30.10 30.10	126.23 126.23	0.4381 0.4381	0.18 0.18	0.00 0.00
23	n-C5	92.669	1.284	9.3239 10.022	1.050 1.000	37.13 35.69	111.23 111.23	0.3585 0.3602	4.83 4.32	30.56 31.41
24	n-C5	92.669	1.284	0.15220 0.15145	1.100 1.100	32.01 32.01	-2.55 -9.77	-0.0083 -0.0318	0.40 0.20	0.00 0.00
25	WATERSTM 1	285.000	15.820	0.28624 0.28624	2.000 2.000	30.10 30.10	126.34 126.34	0.4381 0.4381	0.28 0.28	0.00 0.00
26	WATERSTM 1	285.000	15.820	0.28711 0.28711	2.000 2.000	38.95 38.95	163.34 163.34	0.5584 0.5584	1.42 1.42	0.00 0.00
27	WATERSTM 1	285.000	15.820	0.28625 0.28625	1.000 1.000	30.10 30.10	126.23 126.23	0.4381 0.4381	0.18 0.18	0.00 0.00
28	n-C5	92.669	1.284	0.16511 0.16511	12.00 12.00	85.00 85.00	121.23 121.23	0.3578 0.3578	15.02 15.02	0.00 0.00
29	WATERSTM 1	8.242	0.457	1.6829 1.6829	11.00 11.00	236.32 236.32	2908.55 2908.55	6.8172 6.8172	880.55 880.55	100.00 100.00
30	WATERSTM 1	7.011	0.389	3.1317 3.1317	4.155 4.155	145.39 145.39	2740.74 2740.74	6.8849 6.8849	692.56 692.56	100.00 100.00

Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m ³ /s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
31	n-C5	135.993	1.885	32.751	1.650	87.23	449.13	1.3761	39.33	100.00
				32.751	1.650	87.23	449.13	1.3761	39.33	100.00
32	WATERSTM 1	1.271	0.071	1.1162	1.940	119.25	2625.23	6.9341	562.38	96.39
				1.1162	1.940	119.25	2625.23	6.9341	562.38	96.39
33	n-C5	135.993	1.885	0.22443	1.100	38.00	4.26	0.0137	0.66	0.00
				0.22443	1.100	38.00	4.26	0.0137	0.66	0.00
34	WATERSTM 1	7.499	0.416	11.901	1.000	99.61	2532.20	6.9758	456.91	93.58
				11.901	1.000	99.61	2532.20	6.9758	456.91	93.68
35	n-C5	135.993	1.885	44.011	1.100	49.00	379.70	1.2174	17.22	100.00
				44.011	1.100	49.00	379.70	1.2174	17.22	100.00
36	WATERSTM 1	2491.509	138.300	2.5102	2.000	39.27	164.64	0.5625	1.48	0.00
				2.5102	2.000	39.27	164.64	0.5625	1.48	0.00
37	WATERSTM 1	95.389	5.295	0.096719	2.440	54.00	226.25	0.7551	5.68	0.00
				0.096719	2.440	54.00	226.25	0.7551	5.68	0.00
38	WATERSTM 1	7.499	0.416	0.0076256	0.9000	59.60	249.54	0.8262	7.78	0.00
				0.0076257	0.5000	59.61	249.54	0.8263	7.75	0.00
39	WATERSTM 1	12776.509	709.207	12.840	1.500	32.01	134.28	0.4644	0.39	0.00
				12.840	1.500	32.01	134.28	0.4644	0.39	0.00
40	WATERSTM 1	111.913	6.212	0.11720	1.200	104.78	439.30	1.3608	38.15	0.00
				0.11720	1.200	104.78	439.30	1.3608	38.15	0.00
41	WATERSTM 1	10000.000	555.087	10.044	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
				10.044	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
42	WATERSTM 1	111.913	6.212	0.11663	116.0	105.76	451.92	1.3624	50.28	0.00
				0.11663	116.0	105.76	451.92	1.3624	50.28	0.00
43	WATERSTM 1	111.913	6.212	0.12539	115.0	181.27	774.14	2.1377	141.35	0.00
				0.12539	115.0	181.27	774.14	2.1377	141.35	0.00
44	WATERSTM 1	8.242	0.457	0.0089645	10.50	147.79	623.08	1.8187	85.38	0.00
				0.030373	4.155	144.99	623.08	1.8205	84.86	0.58
45	WATERSTM 1	111.913	6.212	0.12032	115.5	142.19	605.82	1.7503	88.53	0.00
				0.12032	115.5	142.19	605.82	1.7503	88.53	0.00
46	WATERSTM 1	15.253	0.847	0.016056	3.655	111.36	467.29	1.4335	44.45	0.00
				0.016057	1.940	111.39	467.29	1.4340	44.31	0.00
47	WATERSTM 1	10000.000	555.087	10.043	1.500	30.00	125.89	0.4368	0.22	0.00
				10.043	1.500	30.00	125.89	0.4368	0.22	0.00
48	WATERSTM 1	95.389	5.295	0.099294	1.940	96.81	405.71	1.2707	31.41	0.00
				0.099294	1.940	96.81	405.71	1.2707	31.41	0.00
49	WATERSTM 1	86.509	4.802	0.086881	2.500	30.01	125.99	0.4368	0.32	0.00
				0.086881	2.500	30.01	125.99	0.4368	0.32	0.00
50	WATERSTM 1	95.389	5.295	0.096650	2.940	52.57	220.30	0.7367	5.21	0.00
				0.096650	2.940	52.57	220.30	0.7367	5.21	0.00
51	WATERSTM 1	1685.000	93.532	1.6981	2.000	40.00	167.71	0.5724	1.62	0.00
				1.6981	2.000	40.00	167.71	0.5724	1.62	0.00
52	WATERSTM 1	1771.509	98.334	1.7853	2.000	40.00	167.71	0.5724	1.62	0.00
				1.7853	2.000	40.00	167.71	0.5724	1.62	0.00
53	n-C5	135.993	1.885	0.22405	17.00	45.00	22.13	0.0622	4.08	0.00
				0.22405	17.00	45.00	22.13	0.0622	4.08	0.00
54	WATERSTM 1	720.000	39.966	0.72739	2.000	46.00	192.78	0.6517	3.05	0.00
				0.72739	2.000	46.00	192.78	0.6517	3.05	0.00
55	WATERSTM 1	95.389	5.295	0.096661	0.1400	52.55	219.99	0.7366	4.92	0.00
				0.096661	0.1400	52.55	219.99	0.7366	4.92	0.00
56	n-C5	92.669	1.284	0.15306	12.00	44.00	19.35	0.0560	3.13	0.00
				0.15306	12.00	44.00	19.35	0.0560	3.13	0.00
57	WATERSTM 1	7.737	0.429	0.0078616	0.4000	58.17	243.50	0.8081	7.12	0.00
				0.82638	0.1400	52.55	243.50	0.8088	6.91	0.99
58	WATERSTM 1	720.000	39.966	0.72492	2.000	37.46	157.09	0.5383	1.16	0.00
				0.72492	2.000	37.46	157.09	0.5383	1.16	0.00
101	WATERSTM 1	111.913	6.212	3.7372	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1427.90	100.00
				3.7372	100.0	510.00	3400.78	6.6324	1427.90	100.00
102	WATERSTM 1	0.331	0.018	3.0822	0.1400	52.55	2291.49	7.0968	180.13	87.19
				3.0822	0.1400	52.55	2291.49	7.0968	180.13	87.19

Data for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m ³ /s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Exergy [kJ/kg]	Quality [%]
116	WATERSTM 1	86.509	4.802	0.086887	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00
				0.086887	1.000	30.00	125.83	0.4368	0.17	0.00



Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
1	194368.73 194368.73	194368.73 194368.73	0.00	61046.64 61046.64	61046.64 61046.64	0.00
2	29168.38 29168.38	29168.38 29168.38	0.00	4086.14 3720.47	4086.14 3720.47	0.00
3	43138.60 43138.60	43138.60 43138.60	0.00	7609.68 7609.68	7609.68 7609.68	0.00
4	11670.63 11670.63	11670.63 11670.63	0.00	1788.61 1788.61	1788.61 1788.61	0.00
5	555.44 555.44	555.44 555.44	0.00	84.05 84.05	84.05 84.05	0.00
6	83066.17 83066.17	83066.17 83066.17	0.00	13111.33 13111.33	13111.33 13111.33	0.00
7	248266.52 248266.52	248266.52 248266.52	0.00	70061.93 70061.93	70061.93 70061.93	0.00
8	12789.16 12789.16	12789.16 12789.16	0.00	713.20 661.97	713.20 661.97	0.00
9	203317.03 203317.03	203317.03 203317.03	0.00	24473.51 24473.51	24473.51 24473.51	0.00
10	133200.41 133200.41	133200.41 133200.41	0.00	5153.47 5656.96	5153.47 5656.96	0.00
11	16156.51 23548.35	16156.51 23548.35	0.00	2031.80 2597.16	2031.80 2597.16	0.00
12	158593.97 158593.97	158593.97 158593.97	0.00	5859.82 5859.82	5859.82 5859.82	0.00
13	76659.57 76659.57	76659.57 76659.57	0.00	17599.64 17599.64	17599.64 17599.64	0.00
14	5431.25 5431.25	5431.25 5431.25	0.00	140.56 140.56	140.56 140.56	0.00
15	1685.06 1685.06	1685.06 1685.06	0.00	183.61 183.61	183.61 183.61	0.00
16	66262.78 66262.78	66262.78 66262.78	0.00	2399.43 2399.43	2399.43 2399.43	0.00
17	36079.89 36079.89	36079.89 36079.89	0.00	470.54 470.54	470.54 470.54	0.00
18	4506.91 4506.91	4506.91 4506.91	0.00	445.86 445.86	445.86 445.86	0.00
19	15416.93 15416.93	15416.93 15416.93	0.00	201.06 201.06	201.06 201.06	0.00
20	9932.00 9932.00	9932.00 9932.00	0.00	216.05 216.05	216.05 216.05	0.00
21	15336.58 15336.58	15336.58 15336.58	0.00	128.61 128.61	128.61 128.61	0.00
22	35891.85 35891.85	35891.85 35891.85	0.00	300.99 300.99	300.99 300.99	0.00
23	12715.26 12715.26	12715.26 12715.26	0.00	447.31 400.75	447.31 400.75	0.00
24	2171.08 1502.35	2171.08 1502.35	0.00	37.37 18.72	37.37 18.72	0.00
25	6102.53 6102.53	6102.53 6102.53	0.00	79.59 79.59	79.59 79.59	0.00
26	16646.72 16646.72	16646.72 16646.72	0.00	405.36 405.36	405.36 405.36	0.00
27	6070.73 6070.73	6070.73 6070.73	0.00	50.91 50.91	50.91 50.91	0.00
28	13641.86 13641.86	13641.86 13641.86	0.00	1392.07 1392.07	1392.07 1392.07	0.00
29	23107.26 23107.26	23107.26 23107.26	0.00	7257.45 7257.45	7257.45 7257.45	0.00
30	18479.95 18479.95	18479.95 18479.95	0.00	4855.59 4855.59	4855.59 4855.59	0.00

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
31	64611.58 64611.58	64611.58 64611.58	0.00	5347.97 5347.97	5347.97 5347.97	0.00
32	3202.30 3202.30	3202.30 3202.30	0.00	714.56 714.56	714.56 714.56	0.00
33	4112.77 4112.77	4112.77 4112.77	0.00	89.40 89.40	89.40 89.40	0.00
34	18202.22 18202.22	18202.22 18202.22	0.00	3426.40 3426.40	3426.40 3426.40	0.00
35	55170.00 55170.00	55170.00 55170.00	0.00	2342.07 2342.07	2342.07 2342.07	0.00
36	148776.84 148776.84	148776.84 148776.84	0.00	3690.49 3690.49	3690.49 3690.49	0.00
37	11573.13 11573.13	11573.13 11573.13	0.00	541.86 541.86	541.86 541.86	0.00
38	1084.44 1084.44	1084.44 1084.44	0.00	58.36 58.09	58.36 58.09	0.00
39	375013.66 375013.66	375013.66 375013.66	0.00	4957.63 4957.63	4957.63 4957.63	0.00
40	37420.28 37420.28	37420.28 37420.28	0.00	4269.65 4269.65	4269.65 4269.65	0.00
41	209032.12 209032.12	209032.12 209032.12	0.00	1720.07 1720.07	1720.07 1720.07	0.00
42	38833.04 38833.04	38833.04 38833.04	0.00	5626.81 5626.81	5626.81 5626.81	0.00
43	74893.19 74893.19	74893.19 74893.19	0.00	15819.14 15819.14	15819.14 15819.14	0.00
44	4270.59 4270.59	4270.59 4270.59	0.00	703.73 699.45	703.73 699.45	0.00
45	56056.51 56056.51	56056.51 56056.51	0.00	9907.29 9907.29	9907.29 9907.29	0.00
46	5527.07 5527.07	5527.07 5527.07	0.00	678.02 675.89	678.02 675.89	0.00
47	209590.09 209590.09	209590.09 209590.09	0.00	2223.17 2223.17	2223.17 2223.17	0.00
48	28690.91 28690.91	28690.91 28690.91	0.00	2995.72 2995.72	2995.72 2995.72	0.00
49	1822.33 1822.33	1822.33 1822.33	0.00	27.93 27.93	27.93 27.93	0.00
50	11005.34 11005.34	11005.34 11005.34	0.00	497.09 497.09	497.09 497.09	0.00
51	105788.47 105788.47	105788.47 105788.47	0.00	2737.78 2737.78	2737.78 2737.78	0.00
52	111219.72 111219.72	111219.72 111219.72	0.00	2878.34 2878.34	2878.34 2878.34	0.00
53	6542.95 6542.95	6542.95 6542.95	0.00	554.66 554.66	554.66 554.66	0.00
54	63254.11 63254.11	63254.11 63254.11	0.00	2197.06 2197.06	2197.06 2197.06	0.00
55	10975.27 10975.27	10975.27 10975.27	0.00	469.77 469.77	469.77 469.77	0.00
56	4200.28 4200.28	4200.28 4200.28	0.00	290.37 290.37	290.37 290.37	0.00
57	1072.08 1072.08	1072.08 1072.08	0.00	55.09 53.49	55.09 53.49	0.00
58	37557.12 37557.12	37557.12 37557.12	0.00	833.30 833.30	833.30 833.30	0.00
101	368848.16 368848.16	368848.16 368848.16	0.00	159799.94 159799.94	159799.94 159799.94	0.00
102	722.94 722.94	722.94 722.94	0.00	59.56 59.56	59.56 59.56	0.00

Energy and exergy flows for all pipes (subsequently inlet and outlet)

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Chemical energy [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]	Chemical exergy [kW]
116	1808.32	1808.32	0.00	14.88	14.88	0.00
	1808.32	1808.32		14.88	14.88	





LAMPIRAN 9

HASIL SIMULASI KEUANGAN PROFORMA PLTU KONVENSIONAL

GENERAL:

Base Year Dollars	Jun-07	Jun-07
Construction Start Date	Dec-07	Dec-07
Construction (mos. includes Start - Up	24	24
Commercial Operations:	Dec-09	Dec-09
Project Life (years)	25	25
Start-up Availability	80.00%	80.00%
Capacity Factor	80.00%	80.00%

REVENUE ASSUMPTIONS:

Electricity Tariffs	\$/kWh	Rp/kWh
Component C	22%	141.26
Component D	2%	10.40
Variable Charge (escalated)		
Component A	72%	151.65
Component B	4%	460.00
Capacity Charge (fixed)		28.51
Total Electricity Tariff		488.51
Levelized Tariff	0.06958	640.16
	0.05452	501.58
	0.00*23	

FINANCING ASSUMPTIONS:

Exchange Rate:	\$/Rp	Jun-07	Dec-09
Interest Earned on Reserve		9,200.00	9,200.00
LOC Fee:		0.00%	0.00%
US\$ Inflation:		0.00%	0.00%
Dtbl Instruments:	Constr.	OPIC	Commrc.
Term (Yrs.)	2.5	10.0	10.0
Base	9.00%	0.00%	0.00%
Spread	0.00%	0.00%	0.00%
Interest Rate	9.00%	0.00%	0.00%
Commitment Fee	0.00%	0.00%	0.00%
Exp. Fee #1	0.00%	0.00%	0.00%
Exp. Fee #2	0.00%	0.00%	0.00%
Facility/Other Fees	0.00%	0.00%	0.00%
Arrangement Fee	0.00%	0.00%	0.00%
Amortization Style		1	1
Mortgage = 0			
Straightline = 1			
Equity Cost of Capital:		10.00%	

CONSTRUCTION COST ASSUMPTIONS:

Cost Drawdown Over Construction	(in \$ thousands)	
Project Costs	196,713.11	
EPC	0.00%	
VAT (BM+PPN)	0.00%	
Contingency	0.00%	
CDOC	196,713.11	
Cost Drawdown in First Month	0.00%	
Insurance	0.00%	
Site Lease/Purchase	0.00%	
Development Costs/Fees	0.00%	
Administration Costs	0.00%	
CDFM	0.00	
Cost Drawdown in Last Months		
Fuel stock (2 Week)	0.00	
Working Capital	0.00	
6 Month Debt Reserve:	0.00	
CDLM	0.00	
CDFM + CDLM	0.00	
Total Construction Costs	196,713.11	

ANNUAL OPERATING COST ASSUMPTIONS:

Fixed	Esc.	Total Cost
G&A	0.00%	491.78
O&M	0.00%	688.50
Labor	0.00%	365.22
Property Tax	0.00%	0.00
Insurance	0.00%	590.14
Life Cycle Maintenance	0.00%	168.58
Contingency	0.00%	0.00
Total		2,304.21
Variable		
Coal Cost (\$/Gcal):	0.00%	6.00
Supplies (\$/kWh):	0.00%	0.0011
Coal Heating Value (Kcal/kg)		5,000
Coal Price (\$/ton)		30.00

TAX ASSUMPTIONS:

Income Tax:	30.00%
Tax Holiday:	0.00%
Depreciable Base:	
EPC/IDC:	209,707
Debt Instrument Fees:	0
Soft Costs, CDFM	0
Start-Up, CDLM	0

OPERATING ASSUMPTIONS:

Plant Capacity/Output	109.00
Maximum Gross Plant Capacity (MW)	109.00
Average Gross Output (MW)	109.00
Aux. Loads and Losses (MW)	2.90
Net Power for Sale (MW)	106.10
Annual Power Produced (MWh)	763,872.00
Annual Power for Sale (MWh)	743,548.80
Plant Heat Rate/Consumption	
Plant Heat Rate (kcal/kWh)	33,600

SOURCE OF FINANCE:

Equity:	62,912.03	30.00%
Debt:	146,794.74	70.00%
OPIC	0.00	0.00%
Commercial	146,794.74	100.00%
ECA (Export Credit Agency)	0.00000	0.00%
Financing Requirements:		(in \$ 1,000)
Construction Costs:	196,713.11	
Interest During Construction:	12,993.66	
Debt Instrument Fees:	0.00	
Less Start-Up Revenue:	0.00	
Total Financing Required	209,706.77	

Years

Tariff (\$/kWh) (averaged)	1st - 8th	9th - 15th	16th - 25th
	0.0696	0.0546	0.0424



LAMPIRAN 10
HASIL SIMULASI KEUANGAN PROFORMA SIKLUS BINER PLTU
ALTERNATIF 1

(all numbers in \$1,000 unless indicated otherwise)

ASSUMPTIONS

M.F.V. Mt	8.95%	
DCRs Average	1.46	
DCRs Minimum	1.26	
Installed Total Financial Req./kW:	\$2,328	
Installed Construction Cost/kW:	\$2,192	
Installed EPC/kW:	\$2,192	
Payback Periods (Years)	6.56	
Profitability Index	1.13	

GENERAL:

Base Year Dollars	Jun-07	
Construction Start Date	Dec-07	
Construction (mos. includes Start - Up	24	
Commercial Operations:	Dec-09	
Project Life (years)	25	
Start-up Availability	80.00%	
Capacity Factor	80.00%	

CONSTRUCTION COST ASSUMPTIONS:

Cost Drawdown Over Construction	(in \$ thousands)	
Project Costs	267,834.44	
EPC	0.00%	
VAT (BM+PPN)	0.00%	
Contingency	0.00%	
CDOC	267,834.44	
Cost Drawdown in First Month	0.00%	
Insurance	0.00%	
Site Lease/Purchase	0.00%	
Development Costs/Fees	0.00%	
Administration Costs	0.00%	
CDFM	0.00	
Cost Drawdown in Last Months	0.00%	
Fuel stock (2 Week)	0.00%	
Working Capital	0.00%	
4 Month Debt Reserve:	0.00%	
CDLM	0.00	
CDFM + CDLM	0.00	
Total Construction Costs	267,834.44	

TAX ASSUMPTIONS:

Income Tax:	25.00%
Tax Holiday:	0.00%
Depreciable Base:	
EPC/IDC:	284,505
Debt Instrument Fees:	0
Soft Costs: CDFM	0
Start-Up: CDLM	0

REVENUE ASSUMPTIONS:

Electricity Tariffs	\$/kWh	Rp/kWh
Component C	20%	145.32
Component D	1%	10.49
Variable Charge (escalated)		155.81
Component A:	75%	552.00
Component B	4%	32.78
Capacity Charge (fixed)		584.78
Total Electricity Tariff	0.08050	740.59
Levelized Tariff	0.06243	574.34
	0.00470	

ANNUAL OPERATING COST ASSUMPTIONS:

Fixed	Esc.	Total Cost
G&A	0.00%	669.59
O&M	0.00%	937.42
Labor	0.00%	365.22
Property Tax	0.00%	0.00
Insurance	0.00%	803.50
Life Cycle Maintenance	0.00%	168.58
Contingency	0.00%	0.00
Total		2,944.30
Variable		
Coal Cost (\$/Gcal):	1.00%	6.00
Supplies (\$/kWh):	0.02%	0.0011
Coal Heating Value (Kcal/kg)		5,000
Coal Price (\$/ton)		30.00

OPERATING ASSUMPTIONS:

Plant Capacity/Output	
Maximum Gross Plant Capacity (MW)	122.20
Average Gross Output (MW)	122.20
- Aux. Loads and Losses (MW)	4.30
Net Power for Sale (MW)	117.90
Annual Power Produced (MWh)	856,377.60
Annual Power for Sale (MWh)	826,243.20
Plant Heat Rate/Consumption	
Plant Heat Rate (kcal/kWh)	33.60%
	2,559.00

FINANCING ASSUMPTIONS:

Exchange Rate:	\$/Rp	Jun-07	Dec-09
Interest Earned on Reserve		9,200.00	9,200.00
LOC Fee:		0.00%	0.00%
US\$ Inflation:		0.00%	0.00%
Debt Instruments:	ConstL	OPIC	Commrcl.
Term (Yrs.)	2.5	10.0	10.0
Base	8.50%	0.00%	0.00%
Spread	0.00%	0.00%	0.00%
Interest Rate	8.50%	0.00%	8.50%
Commitment Fee	0.00%	0.00%	0.00%
Exp. Fee #1	0.00%	0.00%	0.00%
Exp. Fee #2	0.00%	0.00%	0.00%
Facility/Other Fees	0.00%	0.00%	0.00%
Arrangement Fee	0.00%	0.00%	0.00%
Amortization Style		1	1
Mortgage	= 0		
Straightline	= 1		
Equity Cost of Capital:		10.00%	

SOURCE OF FINANCE:

Equity:	85,351.40	30.00%
Debt:	199,153.26	70.00%
OPIC	0.00	0.00%
Commercial	199,153.26	100.00%
ECA (Export Credit Agency)	0.00000	0.00%

Financing Requirements: (in \$ 1,000)

Construction Costs:	267,834.44
Interest During Construction:	16,670.22
Debt Instrument Fees:	0.00
Less Start-Up Revenue:	0.00
Total Financing Required	284,504.66

Years

Tariff (\$/kWh) (averaged)	1st - 8th	9th - 15th	16th - 25th
	0.0805	0.0625	0.0479



LAMPIRAN 11
HASIL SIMULASI KEUANGAN PROFORMA SIKLUS BINER PLTU
ALTERNATIF 2

N.P.V. at: 8.95%	\$15,368
DCRs Average:	1.48
DCRs Minimum:	1.30
Installed Total Financial Req./kW:	\$1,052
Installed Construction Cost/kW:	\$990
Installed EPC/kW:	\$990
Payback Periods (Years):	6.34
Profitability Index:	1.12

GENERAL:

Base Year Dollars	Jun-07	Jun-07
Construction Start Date	Dec-07	Dec-07
Construction (mos. includes Start - Up)	24	24
Commercial Operations:	Dec-09	Dec-09
Project Life (years)	25	25
Start-up Availability	80.00%	80.00%
Capacity Factor	80.00%	80.00%

CONSTRUCTION COST ASSUMPTIONS:

Cost Drawdown Over Construction	(in \$ thousands)	
Project Costs	121,018.05	
EPC	0.00%	
VAT (BM+PPN)	0.00%	
Contingency	0.00%	
CDOC	121,018.05	
Cost Drawdown in First Month	0.00%	
Insurance	0.00%	
Site Lease/Purchase	0.00%	
Development Costs/Fees	0.00%	
Administration Costs	0.00%	
CDFM	0.00	
Cost Drawdown in Last Months	0.00	
Fuel stock (2 Week)	0.00	
Working Capital	0.00	
6 Month Debt Reserve:	0.00	
CDLM	0.00	
CDFM + CDLM	0.00	
Total Construction Costs	121,018.05	

TAX ASSUMPTIONS:

Income Tax:	25.00%
Tax Holiday:	0.00%
Depreciable Base:	128,550
EPC/IDC:	0
Debt Instrument Fees:	0
Soft Costs: CDFM	0
Start-Up: CDLM	0

REVENUE ASSUMPTIONS:

Electricity Tariffs	\$/kWh	kWh	\$/kWh	kWh
Component C	34%	0.01580	145.32	
Component D	2%	0.00114	10.49	
Variable Charge (escalated)		0.01694	155.81	
Component A	60%	0.02808	258.34	
Component B	4%	0.00196	18.07	
Capacity Charge (fixed)		0.03904	276.41	
Total Electricity Tariff		0.04698	432.22	
Levelized Tariff		0.03851	354.30	

ANNUAL OPERATING COST ASSUMPTIONS:

Fixed	Esc.	Total Cost
G&A	0.00%	302.55
O&M	0.00%	423.56
Labor	0.00%	365.22
Property Tax	0.00%	0.00
Insurance	0.00%	363.05
Life Cycle Maintenance	0.00%	168.58
Contingency	0.00%	0.00
Variable	Total	1,622.96
Coal Cost (\$/Gcal):	1.00%	5.00
Supplies (\$/kWh):	0.00%	0.0011
Coal Heating Value (kcal/kg)		5,000
Coal Price (\$/ton)		30.00

OPERATING ASSUMPTIONS:

Plant Capacity/Output	122.20
Maximum Gross Plant Capacity (MW)	122.20
Average Gross Output (MW)	4.30
Aux. Loads and Losses (MW)	3.52%
Net Power for Sale (MW)	117.90
Annual Power Produced (MWh)	856,377.60
Annual Power for Sale (MWh)	826,243.20
Plant Heat Rate/Consumption	
Plant Heat Rate (kcal/kWh)	33.60%

FINANCING ASSUMPTIONS:

Exchange Rate:	\$/Rp	Jun-07	Dec-09
Interest Earned on Reserve		9,200.00	9,200.00
LOC Fee:		0.00%	0.00%
US\$ Inflation:		0.00%	0.00%
Debt Instruments:	Constr.	OPIC	Comm. C.
Term (Yrs.)	2.5	10.0	10.0
Base	8.50%	0.00%	0.00%
Spread	0.00%	0.00%	0.00%
Interest Rate	8.50%	0.00%	0.00%
Commitment Fee	0.00%	0.00%	0.00%
Exp. Fee #1
Exp. Fee #2
Facility/Other Fees	0.00%	0.00%	0.00%
Arrangement Fee	0.00%
Amortization Style		1	1
Mortgage = 0			
Straightline = 1			
Equity Cost of Capital:		10.00%	

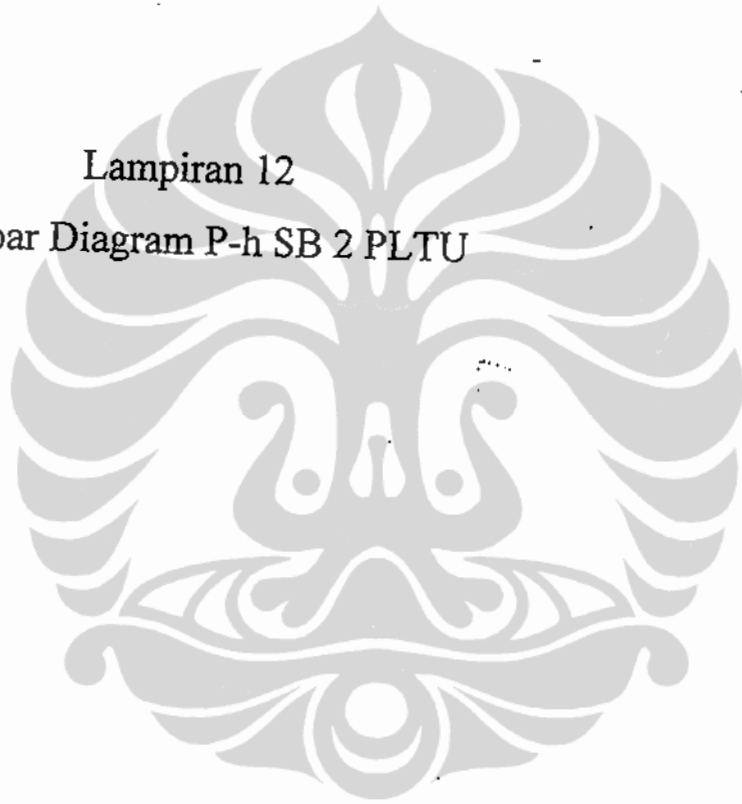
SOURCE OF FINANCE:

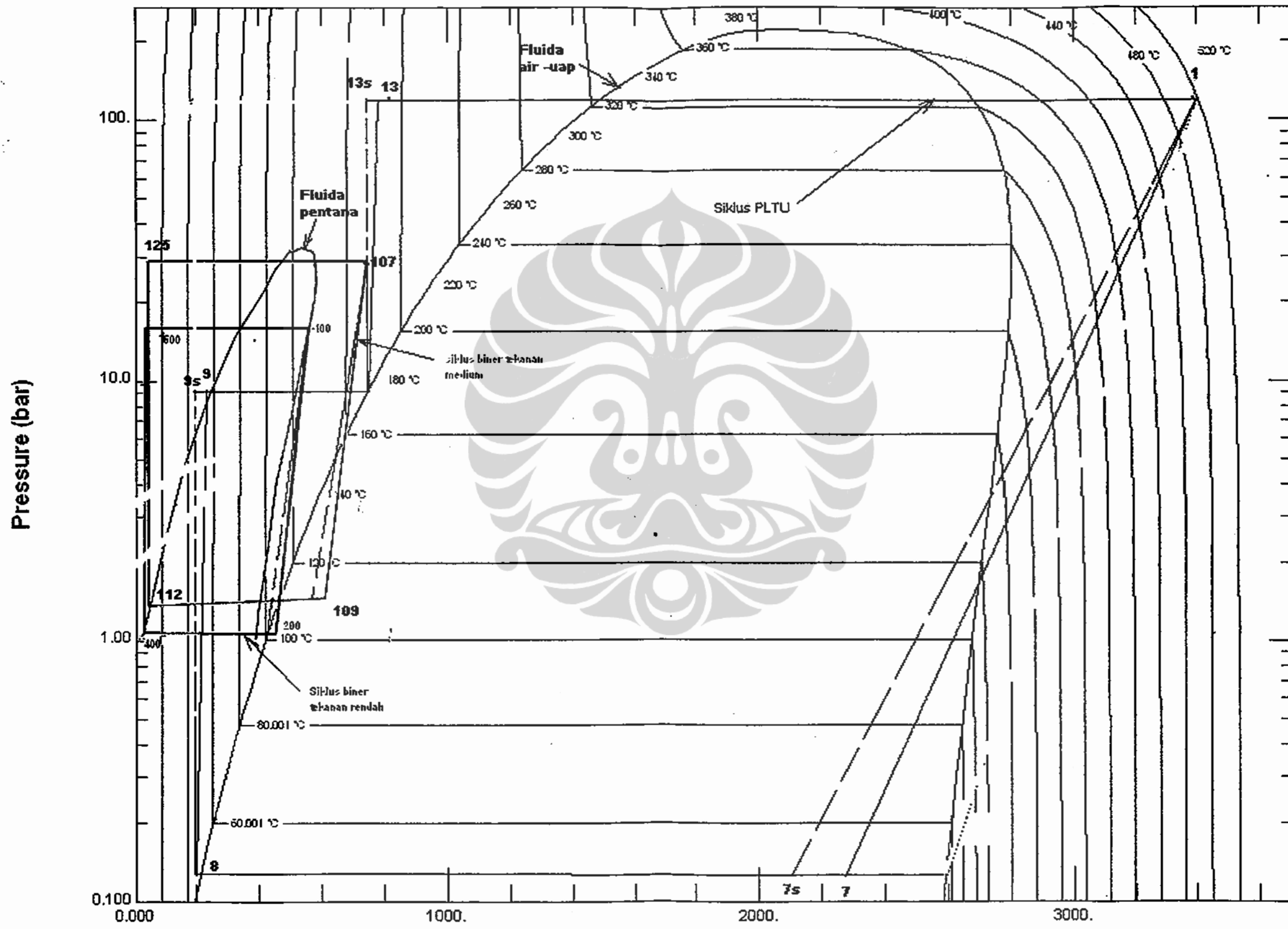
Equity:	38,565.09	30.00%
Debt:	89,985.21	70.00%
OPIC	0.00	0.00%
Commercial	89,985.21	100.00%
ECA (Export Credit Agency)	0.00000	0.00%

Financing Requirements:

(in \$ 1,000)			
Construction Costs:	121,018.05		
Interest During Construction:	7,532.25		
Debt Instrument Fees:	0.00		
Less Start-Up Revenue:	0.00		
Total Financing Required	128,550.30		
Years	1st - 8th	9th - 15th	16th - 25th
Tariff (\$/kWh) (averaged)	0.0470	0.0386	0.0317

Lampiran 12
Gambar Diagram P-h SB 2 PLTU

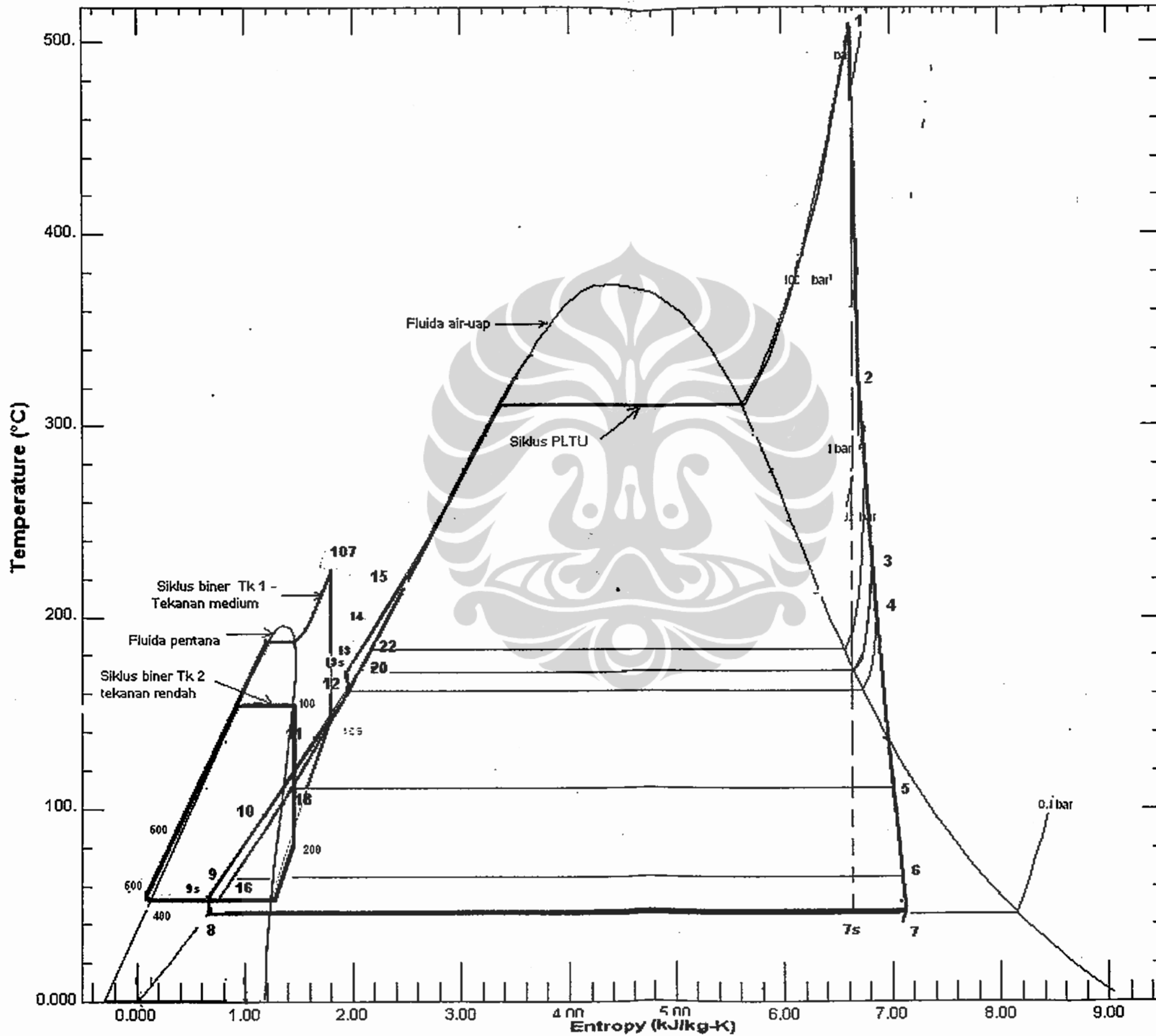




Enthalpy (kJ/kg)

Analisis exergi..., Harun Al Rosyid, FT UI, 2010.

Gambar diagram P-h SB 2PLTU - siklus biner PLTU dua tingkat



Analisis exergi..., Harun Al Rosyid, FT UI, 2010.

Gambar diagram T-s SB 2PLTU - siklus biner PLTU dua tingkat

2) *Vorticity* terhadap perubahan entalpi :

Adanya *vorticity* menyebabkan adanya perubahan entalpi yang dapat menyebabkan penurunan efisiensi dari sudu turbin, hubungan tersebut terlihat pada persamaan Navier stokes berikut ini. Persamaan navier stokes dapat ditulis sebagai [23a]

$$\frac{\partial(\mathbf{U}_\infty + \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla B - (\mathbf{U}_\infty + \mathbf{u}) \times \boldsymbol{\omega} = -\nu \nabla \times \boldsymbol{\omega}, \quad (3.30)$$

dan

$$B = \frac{p - p_\infty}{\rho} + \frac{1}{2} [(\mathbf{U}_\infty + \mathbf{u}) \cdot (\mathbf{U}_\infty + \mathbf{u}) - \mathbf{U}_\infty \cdot \mathbf{U}_\infty] \quad (3.31)$$

dan,

$$\boldsymbol{\omega} = \nabla \times \mathbf{u} \quad (3.32)$$

Dimana :

B : Entalpi stagnan fluida spesifik

\mathbf{u} : Vektor kecepatan terganggu

$\boldsymbol{\omega}$: Vektor *Vorticity*

\mathbf{U}_∞ : Vektor kecepatan aliran bebas -freestream

P : Densitas fluida

3.3 SIKLUS RANKINE

3.3.1. Pendahuluan

Sejak siklus Clausius - Rankine (C-R) diperkenalkan sebagai siklus air-uap untuk pembangkit tenaga atau listrik sudah lebih dari 100 tahun yang lalu sebagaimana diuraikan oleh Aleksandra (Aleksandra B et al., 2007), maka siklus tersebut dipakai sebagai standar untuk siklus pembangkit listrik tenaga uap dan tetap aktual sampai saat ini. Sedangkan siklus diesel ideal adalah siklus gas dan siklus carnot adalah siklus untuk fluida cair, dan siklus Rankine adalah siklus untuk uap dan air. Siklus Rankine yang aktual digunakan dalam pembangkit listrik jauh lebih rumit daripada siklus Rankine asli yang sederhana yang ideal seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.4 dan 3.5. Siklus ini paling banyak digunakan untuk