



UNIVERSITAS INDONESIA

**Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perhitungan Kebutuhan
Air Pendingin pada Direct Contact Condenser untuk Geothermal
Power Plant**

SKRIPSI

HEROWIKO THAMA NURAHMAN

0606073202

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2010



UNIVERSITAS INDONESIA

**Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perhitungan Kebutuhan
Air Pendingin pada Direct Contact Condenser untuk Geothermal
Power Plant**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

HEROWIKO THAMA NURAHMAN

0606073202

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2010

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perhitungan Kebutuhan Air Pendingin pada Direct Contact Condenser untuk Geothermal Power Plant

yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang saya ketahui bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari skripsi yang sudah dipublikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar kesarjanaan di lingkungan Universitas Indonesia maupun di Perguruan Tinggi atau Instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Depok, 21 Juni 2010

Herowiko Thama Nurahman



(0606073202)

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh:

Nama : Herowiko Thama Nurahman

NPM : 0606073202

Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi :

Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perhitungan Kebutuhan Air Pendingin pada Direct Contact Condenser untuk Geothermal Power Plant

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

DEWAN PENGUJI

Pembimbing 1 : Dr.-Ing Ir. Nasruddin M.Eng

Pembimbing 2 : Ir. Rama Usvika MSc

Penguji : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid

Penguji : Dr. Agus Pamitran ST, M.Eng

([Signature])
([Signature])
([Signature])
([Signature])

Ditetapkan di : Universitas Indonesia, Depok

Tanggal : 21 Juni 2010

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

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

Nama : Herowiko Thama Nurahman
NPM : 0606073202
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

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

Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perhitungan Kebutuhan Air Pendingin pada Direct Contact Condenser untuk Geothermal Power Plant

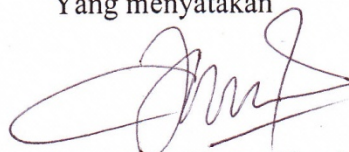
Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Nonekslusive ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia / formatkan, mengelola dalam bentuk pengkalaan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis / pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta

Demikian Pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada Tanggal : 21 Juni 2010

Yang menyatakan



(Herowiko Thama Nurahman)

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, atas berkat rahmat-Nya penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini tepat pada waktunya.

Laporan yang disusun oleh penulis berisikan tentang penjelasan menyeluruh tentang desain dari tugas akhir yang penulis lakukan dengan judul “Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perhitungan Kebutuhan Air Pendingin pada *Direct Contact Condenser* untuk Geothermal Power Plant”. Pada laporan ini dijelaskan mulai dari latar belakang penulisan hingga perhitungan yang dilakukan pada proses desain. Laporan ini disusun sebagai laporan tugas akhir dalam prasyarat untuk menjadi Sarjana Teknik.

Penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada Bapak Dr.-Ing Ir. Nasruddin M.Eng selaku dosen pembimbing yang selalu memberi bantuan dan dukungan hingga tugas akhir ini selesai, serta Bapak Ir. Rama Usvika MSc selaku pembimbing lapangan atas waktunya yang sangat berharga dalam bertukar pikiran untuk membantu menyelesaikan tugas akhir ini. Selain itu, tak lupa penulis mengucapkan banyak terima kasih pada teman-teman mahasiswa yang membantu penyelesaian tugas ini baik secara langsung maupun tidak langsung yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Besar harapan penulis bahwa laporan tugas akhir ini dapat memberikan informasi dan manfaat serta pengetahuan bagi pembaca dan mahasiswa Jurusan Teknik Mesin. Demikian laporan tugas akhir ini dibuat sebagaimana mestinya dan semoga bermanfaat bagi penulis khususnya dan pembaca umumnya.

Depok, Juni 2010

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
KATA PENGANTAR	iv
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vi
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR SIMBOL	xi
BAB I	
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Pembatasan Masalah	4
1.3 Tujuan Penulisan	4
1.4 Metodologi Penelitian	4
1.5 Sistematika Penulisan	5
BAB II	
DASAR TEORI	7
2.1 Dasar-dasar Heat Transfer	7
2.2 Sistem Geothermal Power Plant	8
2.3 Direct Contact Barometric dan Low Level Condenser	11
2.4 Engineering Equation Solver	20
BAB III	
PEMBUATAN PROGRAM	22
3.1 Proses Kerja	22
3.1.1 Desain Condenser Duty	22
3.1.2 Desain Condensing Water	31
3.1.3 Desain NCG pada Gas-Vapor Outlet	32
3.1.4 Membuat Diagram Window	35
3.1.5 Membuat Program Optimasi	42
3.1.6 Membuat Link ke file EES yang lain	44
3.2 Diagram Alir	47
BAB IV	
STUDI KASUS	48
IV.1. Uji Program	48
IV.2. Verifikasi Program	53
BAB V	
KESIMPULAN	60
DAFTAR PUSTAKA	61
LAMPIRAN	62

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Peta Wilayah Geothermal Indonesia	2
Gambar 2.1	Sumur Geothermal	8
Gambar 2.2	Skema <i>Main Steam System</i>	9
Gambar 2.3	Skema <i>Condenser and Cooling System</i>	10
Gambar 2.4	Skema <i>Direct Contact Condenser</i>	12
Gambar 2.5	<i>Counterflow</i> dan <i>Parallel flow</i>	14
Gambar 2.6	Barometric dan Low Level Condenser	15
Gambar 3.1	<i>Unit system</i>	23
Gambar 3.2	Pengaturan <i>unit system</i>	24
Gambar 3.3	<i>Equation window</i>	24
Gambar 3.4	<i>Function info</i>	26
Gambar 3.5	Menggunakan tabel properti pada <i>function info</i>	26
Gambar 3.6	Persamaan-persamaan <i>Condenser Duty</i>	27
Gambar 3.7	temperatur inlet dan outlet kondenser	27
Gambar 3.8	tekanan inlet dan outlet kondenser	28
Gambar 3.9	flow rate pada <i>vapor inlet</i> dan <i>gas-vapor outlet condenser</i>	28
Gambar 3.10	desain temperatur hotwell	29
Gambar 3.11	temperatur pada tekanan parsial	30
Gambar 3.12	komposisi steam	30
Gambar 3.13	flow <i>condensing water</i>	32
Gambar 3.14	desain gas-vapor outlet	32
Gambar 3.15	input variabel	33
Gambar 3.16	variable info	33
Gambar 3.17	menentukan <i>lower</i> dan <i>upper bounds</i> serta unit masing-masing variabel	34
Gambar 3.18	menampilkan <i>solution window</i>	34

Gambar 3.19	<i>solution window</i>	35
Gambar 3.20	menampilkan <i>diagram window</i>	36
Gambar 3.21	tampilan <i>diagram window</i>	37
Gambar 3.22	menampilkan <i>text button</i>	37
Gambar 3.23	menampilkan input variable	38
Gambar 3.24	output variable	39
Gambar 3.25	menambahkan <i>calculate button</i>	39
Gambar 3.26	menentukan tipe <i>calculate button</i>	40
Gambar 3.27	tampilan program	40
Gambar 3.28	menginput data pada program	41
Gambar 3.29	hasil perhitungan	41
Gambar 3.30	hasil perhitungan	42
Gambar 3.31	<i>thermal rating optimization</i>	42
Gambar 3.32	menentukan nilai minimum dan maksimum	43
Gambar 3.33	menyesuaikan batasan dengan spesifikasi yang sesuai	44
Gambar 3.34	membuat link antar file	44
Gambar 3.35	membuat link antar file EES	45
Gambar 3.36	link ke file <i>optimization.ees</i>	46
Gambar 3.37	link ke file <i>thermal rating calculation.ees</i>	46
Gambar 4.1	menentukan <i>boundary</i>	48
Gambar 4.2	<i>boundary test</i> pada temperatur inlet	49
Gambar 4.3	kolom peringatan	50
Gambar 4.4	<i>constrained variable information</i>	50
Gambar 4.5	pengujian optimasi	51
Gambar 4.6	pengaturan nilai minimum dan maksimum	51
Gambar 4.7	menentukan <i>bounds</i>	52
Gambar 4.8	hasil iterasi program	52
Gambar 4.9	hasil optimasi	53

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 data-data perhitungan kondenser secara manual	53
Tabel 4.2 hasil perhitungan menggunakan program	58
Tabel 4.3 perbandingan data perhitungan manual dengan data program	59



DAFTAR SIMBOL

GPM	= kuantitas condensing water (GPM, m ³ /hour)
C _{pw}	= specific heat pada condensing water (Btu/lb ^o F)
S _g	= specific gravity pada condensing water
T _{wi}	= temperatur condensing water pada bagian inlet (°F, °C)
T _{wo}	= temperatur kondensat pada hotwell (°F, °C)
Q	= Condenser Duty (Btu/hour, MW)
W _{s9}	= flow rate condensible vapor ke inlet condenser (lb/hour, kg/hour)
W _{s10}	= flow vapor saturation dari outlet condenser (lb/hour, kg/hour)
h _{g9}	= total enthalpy condensible vapor pada vapor inlet (Btu/lb, kJ/kg)
h _{g10}	= total enthalpy vapor pada gas-vapor outlet (Btu/lb, kJ/kg)
h _{f12}	= total enthalpy pada hotwell (Btu/lb, kJ/kg)
W _a	= flow rate total dari NCG (lb/hour, kg/hour)
C _p	= specific heat NCG pada tekanan konstan (Btu/lb °F)
T ₉	= temperatur pada vapor inlet (°F, °C)
T ₁₀	= temperatur pada gas-vapor outlet (°F, °C)
T _{wo}	= temperatur kondensat pada hotwell (°F, °C)
T _v	= temperatur pada saat tekanan parsial (°F, °C)
termdiff	= terminal difference (°F, °C)
P _v	= tekanan parsial (atm, bar)
P _t	= tekanan pada bagian suction (atm, bar)
n _{steam}	= jumlah mol steam (mol)
n _{total}	= jumlah mol steam dan udara (mol)
n _{steam}	= jumlah mol steam (mol)
n _{air}	= jumlah mol udara (mol)
quansteam	= kuantitas steam pada campuran (lb/hour, kg/hour)
quanair	= kuantitas udara pada campuran (lb/hour, kg/hour)
Mr _s	= massa molekul relatif steam (lb/mol, g/mol)
Mr _a	= massa molekul relatif udara (lb/mol, g/mol)

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

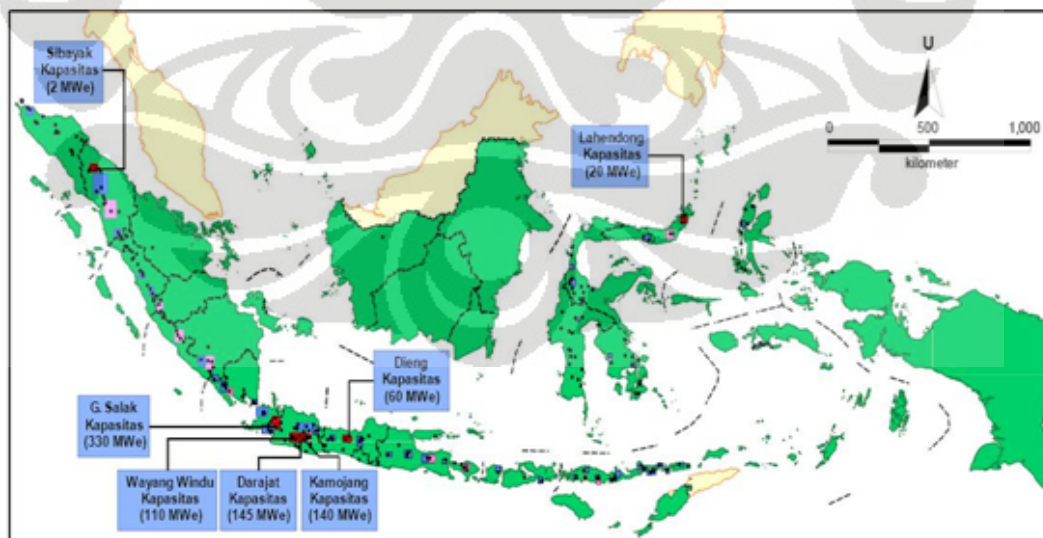
Ilmu pengetahuan dan teknologi yang berkembang pesat saat ini tanpa disadari ternyata berdampak terhadap penggunaan energi yang terus meningkat dari tahun ke tahun, terutama dalam penggunaan energi listrik. Hampir setiap rumah dan industri membutuhkan listrik untuk beroperasi dalam jumlah yang sangat besar tiap harinya. Saat ini di Indonesia, kebutuhan akan energi listrik tersebut masih belum cukup berimbang dengan energi listrik yang dihasilkan. Proyek penambahan produksi listrik dengan pembangunan-pembangunan PLTU pun memiliki keterbatasan. Sebagaimana diketahui bahwa PLTU menggunakan bahan baku utama batu bara, yang merupakan sumber energi fosil, sebagai sumber energi utama untuk digunakan pada power plant tersebut. Padahal, sumber energi fosil pada dasarnya merupakan sumber energi tak dapat diperbarui sehingga pada akhirnya akan berdampak pada habisnya sumber energi fosil tersebut. Oleh karena itu, maka para ilmuwan mulai memikirkan pemanfaatan energi lain yang dapat digunakan secara terus menerus (*renewable*) serta bersifat ramah lingkungan. Sumber energi geothermal akhirnya muncul sebagai salah satu solusi yang di kemudian hari dalam mengganti dari bahan bakar fosil.

Energi geothermal merupakan panas dari bawah permukaan bumi dimana temperaturnya sangat tinggi (bisa mencapai 700 °F atau sekitar 370 °C). Panas ini dibawa kepermukaan sebagai *steam* (uap) atau air yang sangat panas. Uap atau air yang sangat panas ini terbentuk ketika sumber air dalam perut bumi mengalir melewati batuan yang permeable. Geothermal ini pada dasarnya berasal dari gunung api yang sudah mati. Bila masih aktif maka tidak bisa dibor dan bila sudah mati terlalu lama akan menjadi tambang karena panasnya sudah jauh berkurang

Energi geothermal sendiri pada dasarnya adalah pemanfaatan dari panas bumi yang terdapat di dalam perut bumi, yang kemudian diolah sedemikian rupa sehingga dapat dimanfaatkan oleh manusia. Pemanfaatan dan pengolahan energi geothermal ini dapat dilakukan dengan berbagai cara dan metode. Energi geothermal dimanfaatkan sebagai tenaga penggerak turbin dalam sebuah power plant.

Potensi energi geothermal dunia sebesar 40.000 GW, sedangkan total kebutuhan energi dunia sebesar 15.000 GW. Jumlah tersebut seharusnya dapat memenuhi kebutuhan energi dunia. Akan tetapi, dalam pemanfaatan sebenarnya masih terdapat banyak kendala, seperti modal, teknologi dan pembebasan lahan yang umumnya merupakan kawasan hutan lindung.

Indonesia, daerah yang potensial untuk pengembangan pembangkit listrik energi geothermal dengan potensi sebesar 40% dari potensi energi geothermal dunia. Potensi geothermal yang digunakan baru 4,2% (1189 MW) dari potensi total yang dimiliki (28,1 GW). Berdasarkan hasil World Geothermal Congress 2010 di Bali pada 25-30 April 2010, Indonesia menargetkan peningkatan penggunaan potensi geothermal menjadi 5 % pada tahun 2025



Gambar 1.1 Peta Wilayah Geothermal Indonesia

(sumber : Dongeng Geologi.htm)

Kondenser merupakan salah satu mesin yang terdapat pada sistem geothermal power plant. Prinsip kerja condenser memanfaatkan prinsip heat transfer, yaitu memanfaatkan perpindahan kalor dengan memanfaatkan aliran pendingin untuk mengkondensasikan gas di aliran panasnya. Dalam siklus refrigerasi, fungsi kondenser adalah sebagai pelepas panas yang telah dibawa refrigeran dari ruangan ke lingkungan. Akan tetapi, pada kondenser yang digunakan di power plant ini kerjanya lebih spesifik. Kondenser tersebut berfungsi memisahkan condensible gas dan non-condensable gas (NCG) yang terdapat pada steam, sehingga penanganan terhadap dua komposisi zat tersebut akan berbeda pada proses selanjutnya. Condensible gas akan menjadi kondensat yang akan terkumpul pada bagian hotwell dan akan digunakan sebagai make up water yang akan diproses di cooling tower, sedangkan non-condensable gas akan dibuang ke lingkungan melalui sistem ejector.

Awalnya, kondenser yang digunakan pada sebuah power plant umumnya menggunakan tipe steam surface condenser. Namun, seiring perkembangan masa terhadap penemuan-penemuan alat baru serta upaya peningkatan efisiensi, terjadi perubahan penggunaan tipe kondenser. Steam surface condenser pada geothermal power plant digantikan oleh Direct Contact Condenser. Saat ini tipe steam surface umumnya hanya digunakan pada PLTU. Penggantian tersebut disebabkan karena komposisi senyawa kimia yang terdapat pada steam yang dihasilkan oleh panas bumi dan fluida pendinginnya berbeda dengan steam yang dihasilkan oleh pemanasan boiler. Akan tetapi, masalah perbedaan penggunaan ini hanya bertujuan agar tidak terjadi pencampuran antara fluida panas dan fluida pendinginnya.

Seiring perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi, kebutuhan akan suatu program untuk mendesain suatu sistem pun terus meningkat. Tujuan dari program itu sendiri adalah memudahkan penggunaannya untuk mencapai hasil yang diinginkan. Dalam dunia teknik, program yang dibuat sebagian besar berfungsi sebagai alat hitung instan yang dapat menghemat waktu lebih banyak apabila dibandingkan dengan

perhitungan secara manual. Semakin kompleks perhitungan yang digunakan dan semakin mudah dalam penggunaannya, serta semakin tinggi akurasinya, merupakan keunggulan bagi program tersebut.

I.2 Pembatasan Masalah

Pembatasan masalah pada Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perhitungan Kebutuhan Air Pendingin pada Direct Contact Condenser untuk Geothermal Power Plant, yaitu dalam pembuatan software untuk mendesain air pendingin yang akan digunakan pada kondenser tipe Direct Contact.

I.3 Tujuan Penulisan

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Memenuhi tugas akhir yang dibutuhkan sebagai prasyarat menuju Sarjana Teknik
2. Menumbuhkan minat terhadap pengembangan energi geothermal
3. Mempelajari kerja kondenser sebagai salah satu komponen penting dari sistem geothermal power plant
4. Merintis pengembangan perangkat lunak yang digunakan untuk mendesain kondenser yang dalam kenyataannya belum ada yang menciptakannya

I.4 Metodologi Penelitian

Metodologi yang digunakan dalam menyusun tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mencari persamaan-persamaan yang sesuai untuk desain
2. Mengubah persamaan-persamaan tersebut ke dalam program komputer
3. Mencari standar-standar yang digunakan dan berhubungan dengan desain
4. Mengubah data-data standar tersebut menjadi sebuah database
5. Menentukan nilai-nilai yang akan dimasukkan ke dalam program tersebut

6. Menentukan nilai-nilai yang akan dikeluarkan dalam program tersebut
7. Menganalisa hasil program dan membandingkannya dengan data-data yang terjadi di lapangan melalui studi kasus

I.5 Sistematika Penulisan

Sistematika Penulisan laporan ini dilakukan menurut bab-bab sebagai berikut :

BAB I Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan tugas akhir, pembatasan masalah, tujuan penulisan, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB II Dasar Teori

Bab ini menjelaskan teori-teori yang mendasari penelitian pada tugas akhir ini. Dasar teori meliputi teori tentang teori perpindahan kalor, sistem Geothermal Power Plant, Direct Contact Condenser, serta software yang digunakan untuk mendesain program tersebut.

BAB III Pembuatan Program

Bab ini menjelaskan tentang langkah-langkah yang dilakukan dalam pembuatan program pada tugas akhir ini, mulai dari perumusan persamaan-persamaan yang digunakan beserta diagram alir proses pembuatan hingga persamaan tersebut dikonversikan ke dalam software sehingga dapat dijalankan (executable).

BAB IV Studi Kasus

Pada bab ini, program yang sudah dihasilkan diuji terhadap data-data yang sebenarnya di lapangan sebagai verifikasi program.

BAB V Kesimpulan

Pada bab ini diutarakan mengenai kesimpulan terhadap program yang dihasilkan pada tugas akhir ini, mengenai

verifikasi program serta hal-hal lain yang berkaitan dengan program yang telah dibuat.



BAB II DASAR TEORI

2.1 Dasar-dasar Heat Transfer

Pada ilmu termodinamika, dipelajari bahwa energi dapat dipindahkan dengan interaksi sistem yang mengelilinginya. Interaksi tersebut berupa kerja dan kalor^[2]. Perpindahan kalor yang terjadi dibagi menjadi tiga, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

Perpindahan kalor antara sebuah permukaan dan fluida yang bergerak pada suatu perbedaan temperatur tertentu dikenal sebagai konveksi. Pada dasarnya, konveksi merupakan gabungan antara mekanisme difusi dan gerak bulk pada molekul. Pada saat dekat permukaan di mana kecepatan rendah, difusi akan mendominasi. Namun, ketika bergerak jauh dari permukaan, gerak bulk akan meningkat pengaruhnya.

Perpindahan kalor secara konveksi dapat dibagi menjadi konveksi natural dan konveksi paksa. Konveksi natural adalah konveksi yang terjadi secara alami dan disebabkan oleh gaya buoyancy, berdasarkan perbedaan kerapatan (*density*) yang muncul akibat variasi temperatur pada fluida. Sedangkan konveksi paksa merupakan konveksi yang terjadi dengan bantuan alat, misalnya pompa atau fan.

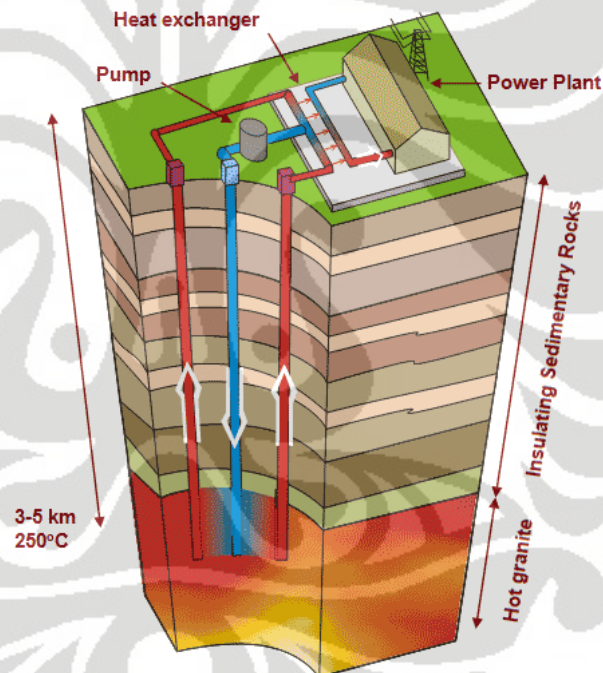
Perpindahan energi kalor yang disebabkan oleh perubahan fase, misalnya *boiling* dan kondensasi, dapat juga disebut sebagai perpindahan kalor secara konveksi. Besarnya perpindahan kalor secara konveksi dapat ditunjukkan oleh persamaan berikut.

$$Q = hA\Delta T \dots\dots\dots(2.1)$$

- Q = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (W)
- h = koefisien konveksi (W/m²K, W/m²°C)
- A = luas permukaan terjadinya perpindahan kalor (m²)
- ΔT = perbedaan temperatur antara permukaan dengan fluida (°C, K)

2.2 Sistem Geothermal Power Plant

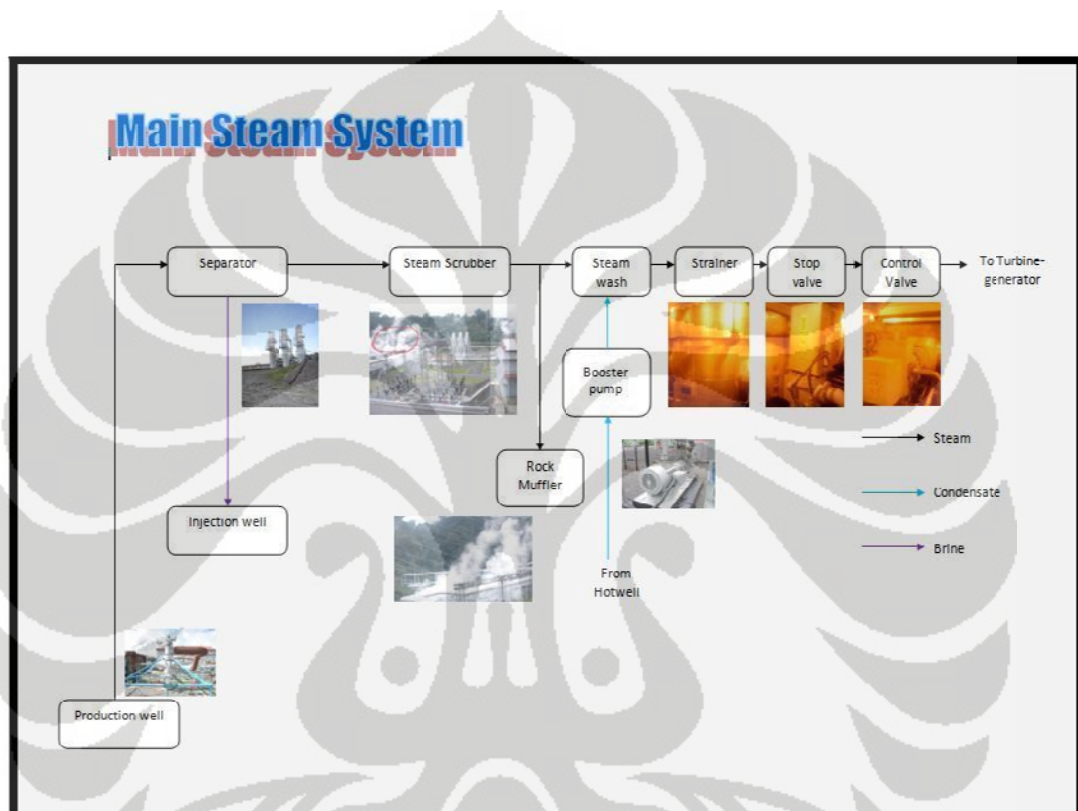
Tidak seperti power plant lain yang menggunakan batu bara atau bahan bakar fosil lainnya sebagai energi utama untuk menghasilkan energi listrik, geothermal power plant menggunakan *superheated fluid* yang berasal dari dalam bumi untuk menghasilkan energi listrik. Panas alami yang berasal dari bumi berasal dari bebatuan pijar, disebut sebagai magma, yang terletak pada bagian perut bumi. Lebih dari ribuan tahun, air hujan yang tumpah ke bumi menyerap ke sela-sela tanah dan bebatuan, kemudian terkumpul pada reservoir bawah tanah. Selanjutnya magma memanaskan air tersebut sehingga menjadi *superheated fluid*. Untuk mencapai reservoir tersebut, dibuatlah suatu sumur geothermal yang dinamakan sebagai sumur produksi.



Gambar 2.1 Sumur Geothermal
(sumber :)

Suatu sumur geothermal, merupakan hasil pengeboran (kurang lebih sedalam 5-7 km) menuju suatu reservoir yang memproduksi steam, yang merupakan bahan baku utama untuk digunakan pada power plant^[3]. Pada tahap awal, steam yang dihasilkan dari *production well* dibawa ke separator untuk dipisahkan dengan brine (air mineral yang terbawa dari

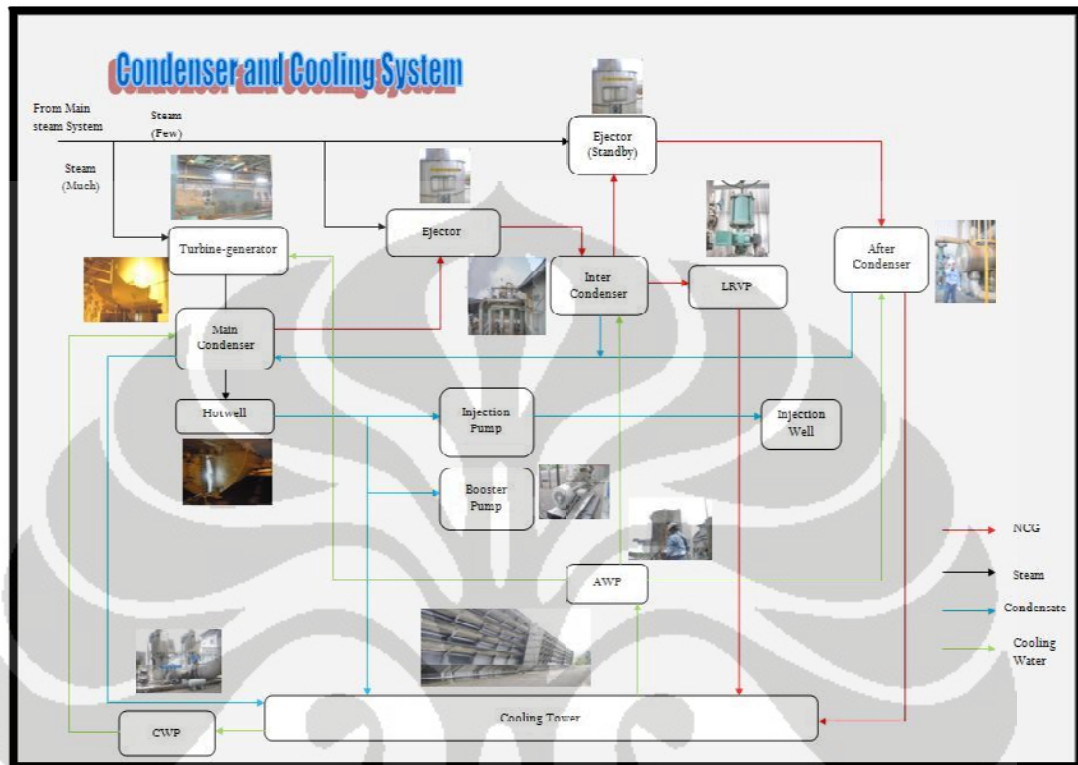
reservoir). Brine kemudian diinjeksikan kembali ke reservoir melalui *injection well* yang telah tersedia dan steam dibawa menuju steam scrubber. Beberapa partikel yang ikut terbawa steam pun dipisahkan di steam scrubber tersebut, sehingga didapat uap yang lebih bersih. Rock muffler digunakan untuk membuang steam yang melebihi kapasitas yang telah ditetapkan ke udara.



Gambar 2.2 skema main steam system
(sumber : Laporan Kerja Praktek Herowiko Thama Nurahman)

Steam kemudian dibawa ke dalam sebuah fasilitas *power generation* untuk tahap berikutnya. Steam akan melewati sistem steam wash yang bekerja seperti suatu spray, yang menyemprotkan suatu zat cair (kondensat) kepada steam, untuk membuang mineral scaling yang terbentuk. Steam kemudian melauai steam strainer, yang berfungsi menyaring partikel-partikel solid yang terbentuk, sehingga steam yang masuk ke turbin merupakan steam yang murni. Stop valve di sini berfungsi

sebagai sistem buka tutup, sedangkan control valve berfungsi sebagai sistem kendali steam yang akan masuk ke turbin.



Gambar 2.3 skema condenser and cooling system
(sumber : Laporan Kerja Praktek Herowiko Thama Nurahman)

Setelah melalui beberapa tahap tersebut, sebagian besar steam masuk ke turbin system dan digunakan untuk menggerakkan turbin yang porosnya telah terpasang dengan generator, sehingga dapat menghasilkan daya listrik. Steam yang telah melalui turbin kemudian menuju Main Condenser untuk dilakukan proses kondensasi yang nantinya akan memisahkan kondensat (gas yang telah terkondensasi) dengan *Non-condensible Gas* (NCG). Kondensat akan terkumpul pada Hotwell, sedangkan NCG akan dibuang melalui *ejector system*. Kondensat yang terkumpul pada Hotwell tersebut dapat digunakan sebagai sumber air pendingin pada Cooling Tower, atau dapat dialirkan menuju Booster Pump yang digunakan untuk steam wash dan turbine wash, ataupun dapat juga dibuang langsung menuju *injection well*. Kondensat yang dibawa menuju

Cooling Tower akan dijadikan sebagai suplai air pendingin untuk seluruh sistem pada power plant.

Sedangkan sebagian kecil steam lain digunakan untuk sistem ejeksi pada ejector, yang bekerja seperti prinsip spray pada spray obat nyamuk. Steam yang masuk ke ejector tersebut akan menyebabkan NCG yang terdapat pada Main Condenser terpompa menuju Inter Condenser. Selain itu terdapat stanby ejector yang berhubungan dengan After Condenser dan sistem tersebut juga berperan dalam pelepasan NCG. Prinsip kerja Inter-condenser dan After-condenser pun sama seperti Main Condenser. NCG kemudian dibawa ke Cooling Tower untuk dibuang ke udara.

2.3 Direct Contact Barometric dan Low Level Condenser

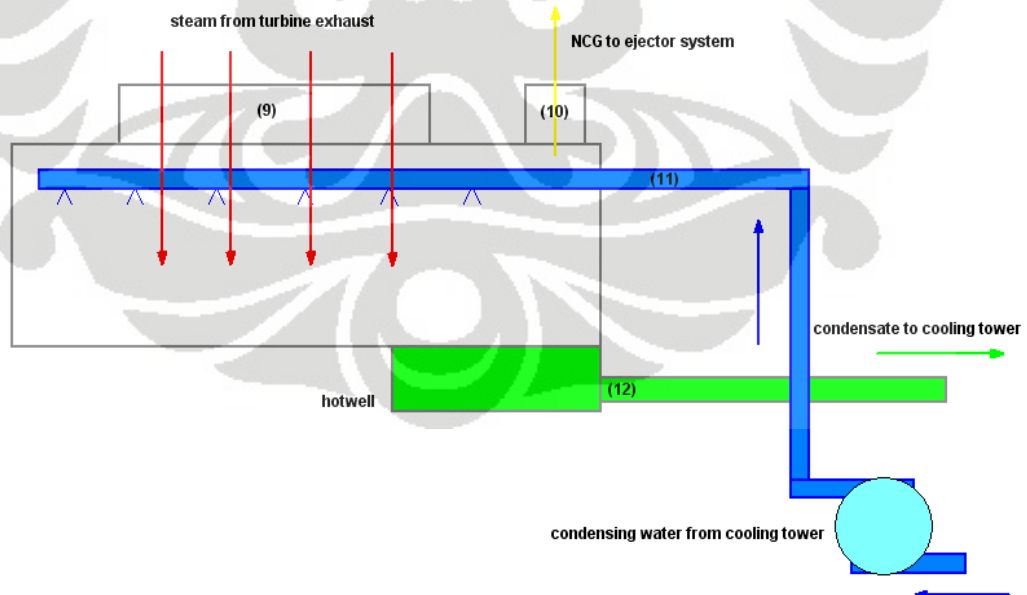
Geothermal power plant pada masa ini disebut-sebut sebagai power plant yang ramah lingkungan dan memiliki kapasitas dalam energi yang terbaharukan (*sustainable energy*). Disebut sebagai power plant ramah lingkungan karena gas yang dibuang tidak mengandung gas-gas yang berbahaya bagi lingkungan. Sedangkan disebut sebagai *sustainable energy* karena kemampuan power plant ini menghasilkan siklus yang berulang dalam operasinya menghasilkan energi. Dari kedua hal di atas, ternyata kondenser memiliki peranan yang sangat penting.

Kondenser pada dasarnya merupakan salah satu komponen alat pada siklus pendingin yang berfungsi melepas kalor yang dibawa refrijeran dari ruangan ke lingkungan. Namun, pada power plant, kondenser memiliki fungsi yang agak berbeda. Kondenser berfungsi menurunkan temperatur dan tekanan steam yang keluar dari turbine exhaust sebelum dilakukan tahapan ke proses selanjutnya. Selain itu, pada kondenser dipisahkan antara gas-gas yang dapat terkondensasi (*condensable gas*) dan gas-gas yang tidak dapat terkondensasi (*non-condensable gas*). *Condensable gas* akan berubah fase menjadi kondensat ketika terjadi perpindahan kalor di dalam kondenser. Sedangkan *non-condensable gas*

akan tetap pada fasenya sebagai non-condensable gas yang tidak dapat digunakan.

Pada dasarnya kondenser yang umum digunakan adalah kondenser dengan tipe *Steam Surface* (shell dan tube). Kondenser ini memungkinkan terjadinya perpindahan kalor tanpa tercampurnya fluida pada *hot stream* dan *cold stream*. Fluida pada *hot stream* (misalnya steam) akan mengalir pada bagian shell, sedangkan fluida pada *cold stream* (*condensing water*) akan mengalir pada bagian tube. Sehingga saat di dalam kondenser hanya kalor yang berpindah antara kedua fluida tersebut.

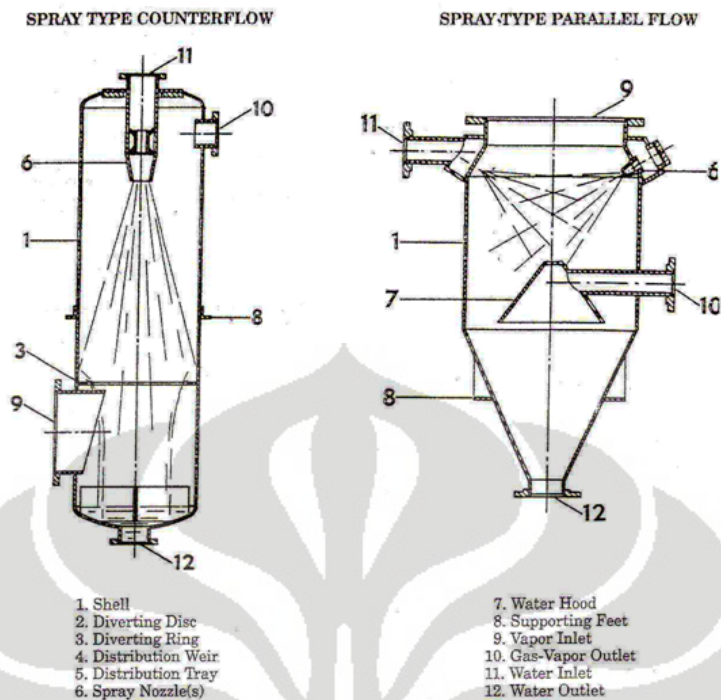
Akan tetapi, pada saat ini power plant geothermal umumnya menggunakan tipe lain dari kondenser yang bernama *Direct Contact*. Kondenser ini tidak memiliki bagian shell dan tube seperti pada *Steam Surface*. Sehingga pada kondenser ini tercampur fluida dari bagian *hot stream* dan *cold stream*. Di dalam kondenser pun tidak hanya terjadi perpindahan kalor, namun perpindahan laju massa pun terjadi^[6]. Akan tetapi, secara umum *Direct Contact Condenser* memiliki peranan yang sama seperti *Steam Surface Condenser* dalam suatu sistem power plant.



Gambar 2.4 skema direct contact condenser

Dasar dari pemilihan tipe kondenser ini pun mengacu pada fluida yang digunakan pada bagian *hot stream* dan *cold stream*-nya. Pada PLTU, umumnya digunakan tipe *steam surface* karena pada sistem tersebut menghendaki bahwa steam dan *condensing water* tidak boleh bercampur. Sebagaimana telah kita ketahui bahwa pada PLTU digunakan air laut sebagai *condensing water* pada kondensernya, sehingga pada proses selanjutnya air laut tersebut tidak boleh tercampur dengan steam yang merupakan hasil pemanasan di dalam boiler.

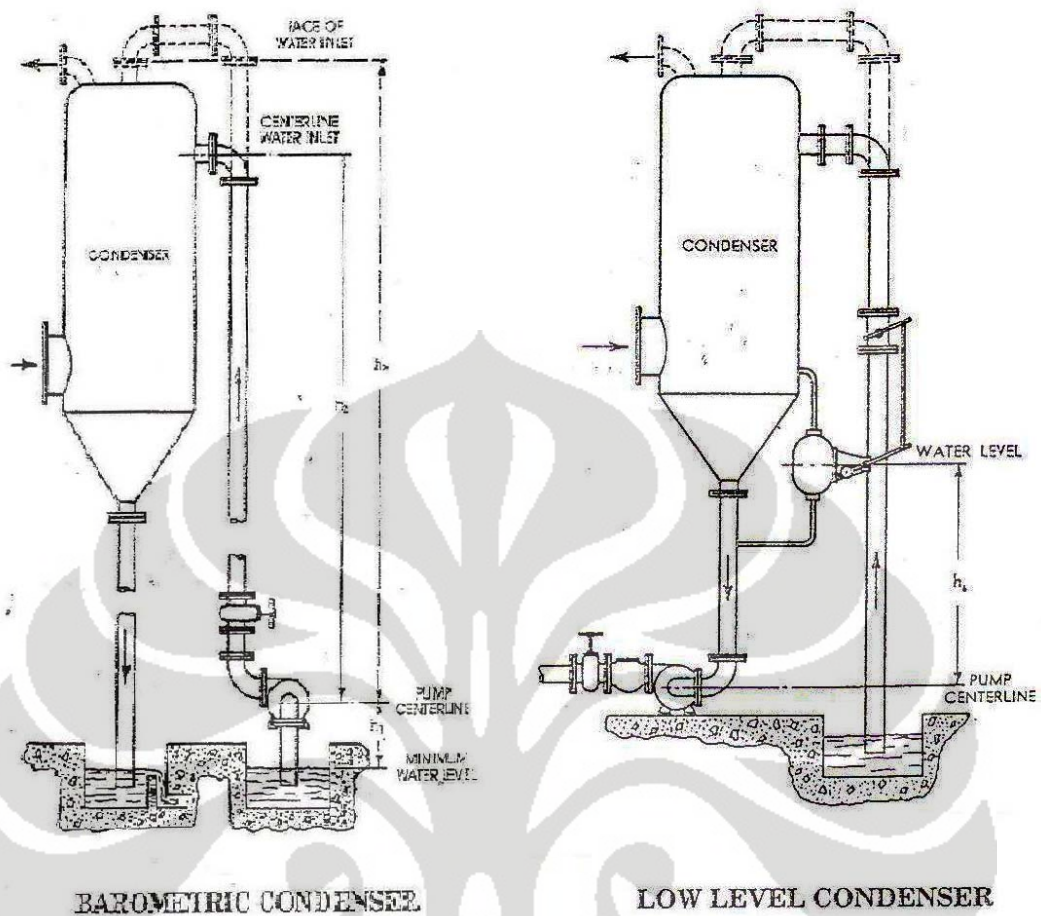
Pada geothermal power plant (PLTP), steam yang digunakan berasal dari perut bumi yang mengandung banyak mineral dan bersifat korosif. Sedangkan *condensing water* menggunakan kondensat yang telah diproses menjadi air pendingin yang murni pada cooling tower. Jadi, pada PLTP digunakan tipe *direct contact* karena untuk mengurangi tingkat korosifitas steam adalah dengan mencampurnya dengan *condensing water* yang bersifat lebih netral. Selain itu, *direct contact condenser* dipilih berdasarkan kebutuhan temperatur *condensing water* yang lebih kecil dibandingkan dengan tipe *steam surface* karena kondisinya yang kontak langsung antara steam dengan *condensing water*^[1]. Faktor-faktor lain yang mendasari dipilihnya tipe *direct contact* adalah karena biaya awal yang dikeluarkan (investasi) dan biaya perawatan yang lebih rendah dibandingkan jika menggunakan tipe *steam surface*.



Gambar 2.5 counterflow dan parallel flow

(sumber : Heat Exchanger Institute, Standards for Direct Contact Barometric and Low Level Condensers)

Berdasarkan prinsip beroperasinya, kondenser ini dibagi menjadi dua tipe, yaitu tipe *counterflow* dan *parallel flow*. Seperti alat-alat penukar kalor pada umumnya, pengertian *counterflow* dan *parallel flow* ini hampir sama. Pada *counterflow*, antara steam dengan *condensing water* mengalir pada arah yang berlawanan. Sedangkan pada *parallel flow*, antara steam dan *condensing water* mengalir pada arah yang sama. Berdasarkan susunan sistem pembuangan air (kondensat) dibagi menjadi dua, yaitu *barometric condenser* dan *low level condenser*. Pada *barometric condenser*, kondensat jatuh bebas berdasarkan gaya gravitasi menuju bagian hotwell. Sedangkan pada *low level*, kondensat dialirkan menuju hotwell menggunakan pompa.



Gambar 2.6 Barometric dan Low Level Condenser
 (sumber : Heat Exchanger Institute, Standards for Direct Contact Barometric and Low Level Condensers)

Dalam menggunakan kondenser bertipe *direct contact* ini dibutuhkan jumlah (kapasitas) air yang sangat banyak untuk digunakan sebagai *condensing water*. Hal tersebut merupakan hal yang mendasari perlunya mendesain suatu formula yang cepat dan tepat dalam menghasilkan data-data yang berhubungan dengan *condensing water*.

Beberapa istilah yang akan digunakan dalam menyusun perhitungan thermal rating dari direct contact condenser ini antara lain adalah sebagai berikut.

- *Condenser load*
Condenser load terdiri atas *condensable vapor* dan *non-condensable gas*.
- *Condenser duty*
Condenser duty (Q) adalah total kalor yang diserap oleh *condensing water*.
- Tekanan absolut
Tekanan absolut adalah tekanan yang diukur dari kondisi vakum (*absolute zero*).
- Tekanan statik
Tekanan yang diukur pada vapor yang tidak dipengaruhi kecepatan atau laju vapor.
- Tekanan pada bagian *suction*
Tekanan pada bagian *suction* merupakan tekanan statik absolut pada bagian vapor inlet.
- Tekanan pada bagian gas-vapor outlet
Tekanan pada bagian gas-vapor outlet merupakan tekanan statik absolut pada bagian gas-vapor outlet kondenser.
- Temperatur pada vapor inlet
Temperatur pada vapor inlet merupakan temperatur total vapor yang keluar dari turbin exhaust.
- Temperatur *condensing water* pada inlet
Temperatur *condensing water* pada inlet merupakan temperatur *condensing water* yang berasal dari cooling tower menuju kondenser.
- Temperatur kondensat pada hotwell
Temperatur kondensat pada hotwell merupakan temperatur kondensat yang merupakan hasil campuran antara steam dengan *condensing water*.
- Perubahan temperatur
Perubahan temperatur yang dimaksud adalah perbedaan antara temperatur air pada hotwell dengan *condensing water* pada inlet.

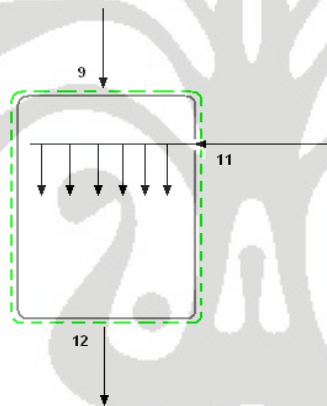
- *Terminal difference*

Terminal difference adalah perbedaan temperatur berdasarkan tekanan parsial steam (*condensing vapor*) pada inlet kondenser dengan temperatur air pada hotwell.

- *Gas-vapor approach*

Gas-vapor approach adalah perbedaan antara temperatur pada vapor outlet dengan temperatur *condensing water* pada inlet.

Sasaran utama yang akan dihasilkan dari perhitungan desain ini adalah mencari data utama dari *condensing water*, yaitu kuantitas air yang akan digunakan pada kondenser. Persamaan umum yang akan digunakan untuk mencari kapasitas *condensing water* yang dibutuhkan oleh kondenser adalah sebagai berikut.



$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$Q_{steam\ inlet} + Q_{cooling\ water\ inlet} = Q_{hotwell}$$

$$m_{steam}h_9 + m_{cooling\ water}c_{pw}T_{11} = m_{cooling\ water}c_{pw}T_{12} + m_{steam}h_{12}$$

$$m_9h_9 + m_{11}c_{pw}T_{11} = m_{11}c_{pw}T_{12} + m_9h_{12}$$

$$m_{11}c_{pw}T_{12} - m_{11}c_{pw}T_{11} = m_9h_9 - m_9h_{12}$$

$$m_{11}c_{pw}(T_{12} - T_{11}) = m_9(h_9 - h_{12})$$

$$m_{11} = m_9 \frac{(h_9 - h_{12})}{c_{pw}(T_{12} - T_{11})}$$

$$m_{cooling\ water} = \frac{m_9(h_9 - h_{12})}{c_{pw}(T_{12} - T_{11})}$$

Persamaan tersebut jika dikonversikan menjadi flow rate untuk *condensing water* menjadi persamaan sebagai berikut.

$$GPM = \frac{Q}{118 \times C_p \times S_g (T_{wo} - T_{wi})} \dots\dots\dots (2.2)$$

GPM = kuantitas condensing water (GPM, m³/hour)

C_{pw} = specific heat pada condensing water (Btu/lb^oF)

S_g = specific gravity pada condensing water

T_{wi} = temperatur condensing water pada bagian inlet (°F, °C)

T_{wo} = temperatur kondensat pada hotwell (°F, °C)

Condenser duty merupakan nilai seberapa besar heat transfer yang terjadi dalam sistem. Atau dengan kata lain, *condenser duty* adalah seberapa besar kalor yang diserap *condensing water* pada kondenser tersebut. Perhitungannya adalah sebagai berikut.

$$Q = \{(W_{s9} \times h_{g9}) - (W_{s10} \times h_{g10})\} - \{(W_{s9} - W_{s10}) \times h_{f12}\} + \{W_a \times C_p (T_9 - T_{10})\} \dots\dots\dots (2.3)$$

di mana

Q = Condenser Duty (Btu/hour, MW)

W_{s9} = flow rate condensable vapor ke inlet condenser (lb/hour, kg/hour)

W_{s10} = flow vapor saturation dari outlet condenser (lb/hour, kg/hour)

h_{g9} = total enthalpy condensable vapor pada vapor inlet (Btu/lb, kJ/kg)

h_{g10} = total enthalpy vapor pada gas-vapor outlet (Btu/lb, kJ/kg)

h_{f12} = total enthalpy pada hotwell (Btu/lb, kJ/kg)

W_a = flow rate total dari NCG (lb/hour, kg/hour)

C_p = specific heat NCG pada tekanan konstan (Btu/lb °F)

T₉ = temperatur pada vapor inlet (°F, °C)

T₁₀ = temperatur pada gas-vapor outlet (°F, °C)

Temperatur pada bagian hotwell dihitung dengan memisahkan *terminal difference* dari temperatur pada vapor saat tekanan parsial pada inlet kondenser. Tekanan parsial vapor dihitung dengan asumsi bahwa rasio tekanan parsial vapor pada tekanan total sama dengan rasio campuran steam terhadap mol total dari campuran. Nilai pada temperatur hotwell didapatkan berdasarkan hasil perhitungan.

$$T_{wo} = T_{12} \dots \dots \dots (2.4)$$

$$T_{12} = T_v - \text{termdiff} \dots \dots \dots (2.5)$$

T_{wo} = temperatur kondensat pada hotwell (°F, °C)

T_v = temperatur pada saat tekanan parsial (°F, °C)

termdiff = terminal difference (°F, °C)

Temperatur pada tekanan parsial (T_v) didapat dari table properti steam dengan menggunakan parameter tekanan (P_v) dan quality (x), dalam hal ini $x = 1$ (kondisi saturation vapor). Tekanan vapor potensial (P_v) dihitung berdasarkan tekanan pada bagian *suction* kondenser (P_t) terhadap fraksi mol steam dari campuran steam dan udara.

$$P_v = P_t * (n_{steam} / n_{total}) \dots \dots \dots (2.6)$$

P_v = tekanan parsial (atm, bar)

P_t = tekanan pada bagian suction (atm, bar)

n_{steam} = jumlah mol steam (mol)

n_{total} = jumlah mol steam dan udara (mol)

Perhitungan komposisi gas yang berasal dari turbin exhaust dan kemudian akan masuk ke kondenser dibagi menjadi dua, yaitu steam (sebagai *condensable gas*) dan udara (sebagai *non-condensable gas*).

$$n_{steam} = \frac{quan_{steam}}{Mr_s} \dots \dots \dots (2.7)$$

$$n_{air} = \frac{quanair}{Mr_a} \dots\dots\dots(2.8)$$

n_{steam} = jumlah mol steam (mol)

n_{air} = jumlah mol udara (mol)

$quansteam$ = kuantitas steam pada campuran (lb/hour, kg/hour)

$quanair$ = kuantitas udara pada campuran (lb/hour, kg/hour)

Mr_s = massa molekul relatif steam (lb/mol, g/mol)

Mr_a = massa molekul relatif udara (lb/mol, g/mol)

2.4 Engineering Equation Solver

Engineering Equation Solver (EES) adalah suatu perangkat lunak yang dikeluarkan oleh F-Chart Software yang fungsi dasarnya adalah sebagai alat untuk menyelesaikan persamaan-persamaan aljabar. Selain itu, EES dapat memecahkan berbagai masalah yang berhubungan dengan persamaan-persamaan differensial, persamaan-persamaan dengan variabel yang kompleks, optimasi suatu sistem atau perhitungan, menyediakan regresi linear dan non-linear, serta membuat plot diagram yang baik. Versi dari EES telah dikembangkan pada dua operating system (OS), yaitu Apple Macintosh dan Windows.

Antara EES dan beberapa program untuk menyelesaikan persamaan-persamaan numerik yang ada sekarang terdapat dua perbedaan utama. Pertama, EES mengidentifikasi kumpulan persamaan-persamaan secara otomatis dan menyelesaikannya secara bersamaan. Fitur ini memudahkan penggunaannya untuk memproses dan memastikan bahwa *solver* akan bekerja pada efisiensi optimal. Kedua, EES menyediakan banyak konstanta matematika dan termodinamika properti yang sangat berguna untuk perhitungan-perhitungan teknik. Sebagai contoh, tabel steam digunakan untuk mendapatkan suatu properti termodinamika dengan menggunakan fungsi panggil terhadap dua properti lainnya yang berhubungan. Selain itu, hal serupa adalah ketersediaan hampir semua refrigeran organik (termasuk beberapa campuran yang baru), amonia,

metana, karbon dioksida, dan fluida lainnya. Tabel udara juga terpasang, sebagai fungsi psikometrik dan tabel JANAF untuk banyak gas yang umum digunakan^[7]. Property transport pun disediakan untuk hampir seluruh substansi tersebut.



BAB III

PEMBUATAN PROGRAM

3.1 Proses Kerja

3.1.1 Desain Condenser Duty

Pada dasarnya pembuatan program untuk menghitung *thermal rating* dan desain *condensing water* dari *direct contact condenser* menggunakan prinsip-prinsip dasar perpindahan kalor dan massa. Selain itu, pada beberapa perhitungan digunakan persamaan balans energi dan balans massa. Karena yang dibahas dalam tugas akhir ini adalah *direct contact condenser*, di mana kondisi antara *hot stream* (dalam hal ini steam) bercampur dengan bagian *cold stream*-nya (dalam hal ini *condensing water*), maka akan terjadi percampuran massa dan perpindahan kalor yang berbeda dengan *steam surface condenser* (tipe *shell and tube*) seperti yang umum digunakan. Perhitungan pada tugas akhir ini sebagian besar mengacu pada persamaan-persamaan yang didapatkan dari buku-buku *Heat Exchange Institute*, terutama mengenai *Direct Contact Barometric and Low Level Condenser*.

Dalam menghitung *thermal rating*, beberapa variabel yang diperlukan antara lain adalah temperatur dan tekanan masukan, temperatur dan tekanan keluaran, serta *heat duty* (Q). Beberapa variabel tertentu dalam kondisi sebenarnya di lapangan merupakan variabel yang dapat diukur seperti temperatur, tekanan, dan sebagainya. Sedangkan beberapa variabel lain merupakan variabel yang didapatkan melalui perhitungan dan sejumlah hasil percobaan, misalnya enthalpy, entropy, dan lainnya. Pada perhitungan *thermal rating* ini, yang perlu diketahui pertama kali adalah perhitungan untuk mencari nilai *heat duty* (Q) atau lebih tepatnya disebut *condenser duty*, karena nilai ini berhubungan dengan seberapa besar perpindahan kalor yang terjadi pada sistem di dalam kondenser ini.

Condenser duty merupakan nilai seberapa besar heat transfer yang terjadi dalam sistem. Atau dengan kata lain, *condenser duty* adalah

seberapa besar kalor yang dilepaskan ke *condensing water*. Perhitungannya adalah sebagai berikut.

Q = Condenser Duty (Btu/hour, MW)

W_{s9} = flow rate condensible vapor ke inlet condenser (lb/hour, kg/hour)

W_{s10} = flow vapor saturation dari outlet condenser (lb/hour, kg/hour)

h_{g9} = total enthalpy condensible vapor pada vapor inlet (Btu/lb, kJ/kg)

h_{g10} = total enthalpy vapor pada gas-vapor outlet (Btu/lb, kJ/kg)

h_{f12} = total enthalpy pada hotwell (Btu/lb, kJ/kg)

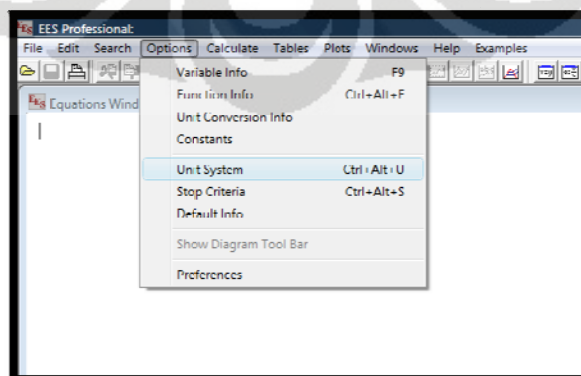
W_a = flow rate total dari NCG (lb/hour, kg/hour)

C_p = specific heat NCG pada tekanan konstan (Btu/lb °F)

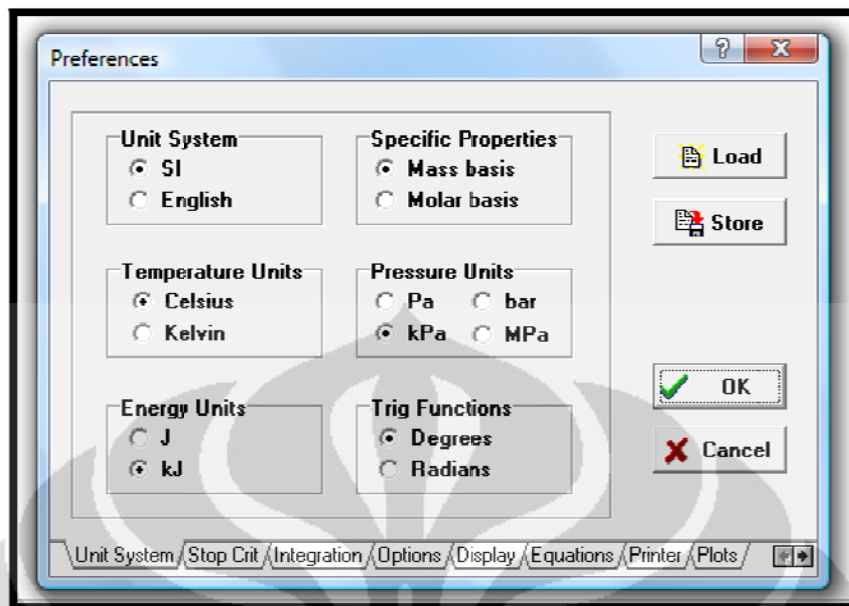
T_9 = temperatur pada vapor inlet (°F, °C)

T_{10} = temperatur pada gas-vapor outlet (°F, °C)

Hal pertama yang dilakukan dalam membuat program di EES ini adalah menentukan *unit system* yang akan digunakan pada keseluruhan persamaan. Karena persamaan-persamaan yang terdapat pada buku acuan menggunakan satuan *British*, maka dipilih “English” pada unit system.

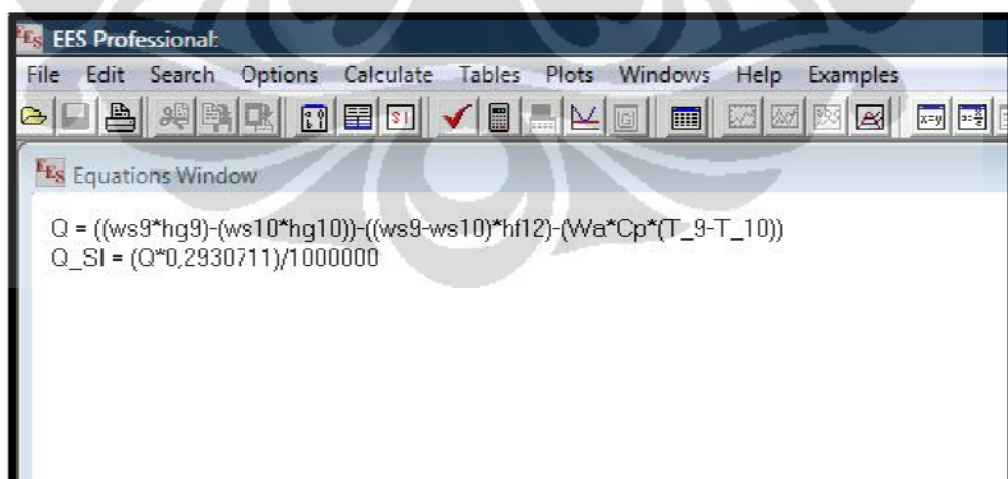


Gambar 3.1 unit system



Gambar 3.2 pengaturan unit system

Untuk membuat perhitungan menggunakan software EES ini adalah dengan menuliskan persamaan tersebut dengan penamaan yang konsisten. Pada dasarnya pembuatan program hitung di EES ini tidak terlalu mengikat dalam hal urutan, karena EES akan membaca semua persamaan yang kita masukkan per variabelnya. Jadi, untuk persamaan di atas langsung diketik pada *equation window* seperti sebagai berikut.

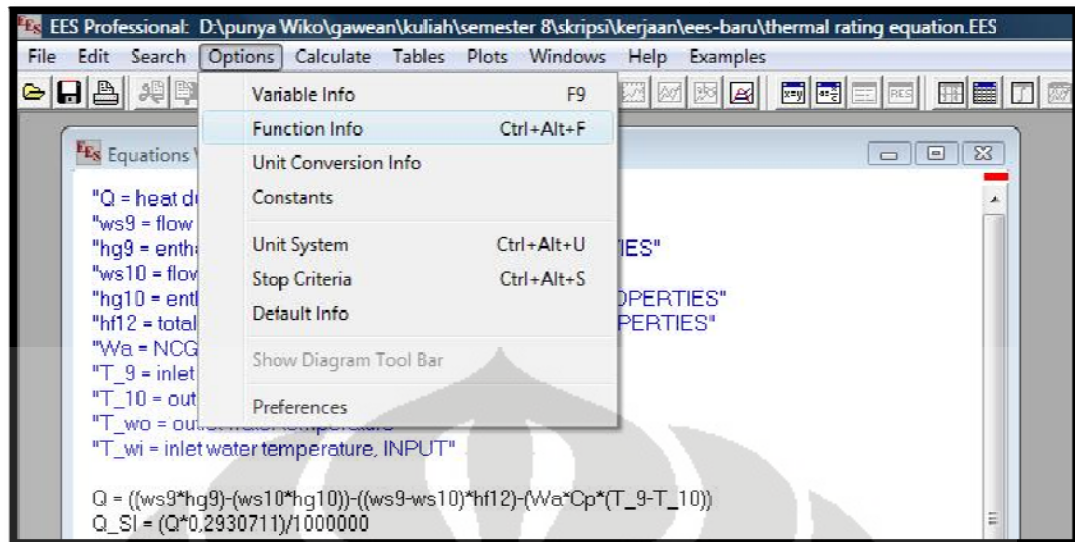


Gambar 3.3 equation window

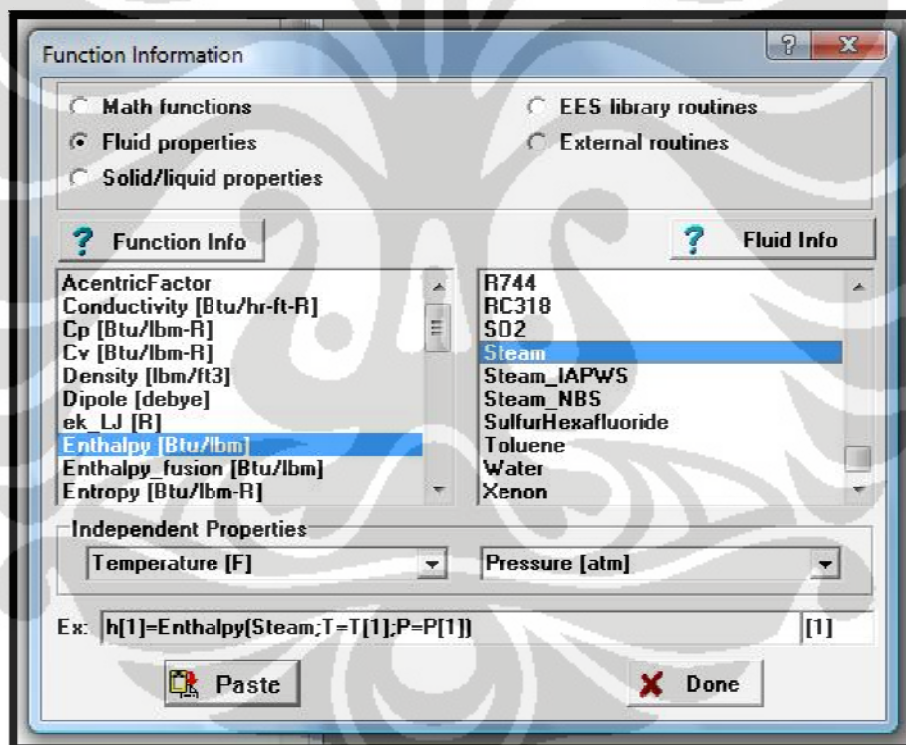
Setiap variabel dapat ditulis sesuai dengan keinginan, namun harus tetap konsisten, karena perbedaan satu karakter akan menyebabkan pembacaan yang berbeda oleh program. Karena program yang dibuat akan menggunakan satuan SI, sedangkan persamaan-persamaan yang digunakan menggunakan satuan *British*, maka pada masing-masing variabel disertakan faktor konversi. Misalnya, seperti pada contoh, konversi dari satuan Q (Btu/hour) ke dalam bentuk SI adalah dengan mengalikannya dengan bilangan 0,2930711 ($1 \text{ Btu/hour} = 2,930711 \cdot 10^{-1} \text{ Watt}$). Sedangkan pembagi 1000000 adalah konversi ke satuan Megawatt.

Dari persamaan tersebut nilai Q adalah sebagai output. Untuk memperoleh nilai tersebut, kita harus mengetahui nilai variabel-variabel lainnya. Ada dua jenis cara untuk mendapatkan nilai variabel-variabel tersebut. Pertama, adalah dengan memasukkan nilainya sebagai input. Kedua, adalah nilai tersebut muncul atas hubungannya dengan variabel lain. Untuk lebih jelasnya, variabel yang ditetapkan sebagai input adalah variabel-variabel yang dalam kondisi di lapangan merupakan variabel yang dapat diukur dan besarnya pun memang ditentukan dari awal. Pada persamaan di atas, variabel flow (W) dan temperatur (T) merupakan variabel yang dapat dihitung. Maka, W_{s9} , W_{s10} , W_a , T_9 , dan T_{10} untuk sementara ditentukan sebagai variabel input.

Enthalpy (h) merupakan variabel yang dalam kondisi sebenarnya merupakan besaran turunan yang tidak dapat diukur, namun nilainya ditentukan berdasarkan perhitungan. Secara manual, untuk mencari nilai enthalpy dapat dilihat menggunakan tabel berdasarkan parameter-parameter tertentu, yaitu temperatur dan tekanan. Pada EES ini, tabel properti berbagai zat telah disediakan. Jadi, untuk menentukan nilai enthalpy hanya dengan memanggil fungsinya saja dengan parameter tekanan dan temperatur (untuk steam).



Gambar 3.4 function info



Gambar 3.5 menggunakan tabel properti pada function info

Setelah menentukan fluidanya, maka langkah selanjutnya adalah melakukan “paste” persamaan yang dihasilkan pada *equation window*.

$$Q = ((ws9*hg9)-(ws10*hg10))-((ws9-ws10)*hf12)-(Wa*Cp*(T_9-T_10))$$

$$Q_SI = (Q*0,2930711)/1000000$$

$$Cp = 0,24$$

$$hg9 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_9; P=P_9)$$

$$hg9SI = hg9*2,326$$

$$hg10 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_10; P=P_10)$$

$$hg10SI = hg10*2,326$$

$$hf12 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_wo; P=P_wo)$$

$$hf12SI = hf12*2,326$$

Gambar 3.6 persamaan-persamaan condenser duty

Nilai C_p langsung dinyatakan besarannya karena merupakan konstanta. Nilai h_{g9} merupakan nilai total enthalpy *condensable vapor* pada inlet kondenser, yang nilainya dipengaruhi oleh temperatur dan tekanan di titik tersebut, yaitu T_9 dan P_9 . Begitu juga dengan nilai h_{g10} , nilai h_{g10} merupakan nilai total enthalpy *non-condensable gas* pada gas-vapor outlet, yang nilainya dipengaruhi oleh temperatur dan tekanan di titik tersebut, yaitu T_{10} dan P_{10} . Sedangkan h_{f12} merupakan enthalpy total pada hotwell yang nilainya dipengaruhi oleh temperatur dan tekanan pada hotwell tersebut (T_{wo} dan P_{wo}). Pada masing-masing variabel disertakan faktor konversinya, karena nilai input yang akan ditampilkan berupa nilai SI.

$$T_9 = (1,8*T_9SI)+32$$

$$T_10 = (1,8*T_10SI)+32$$

Gambar 3.7 temperatur inlet dan outlet kondenser

T_9	: nilai dalam satuan °F
T_{9SI}	: nilai dalam satuan °C (input)
T_{10}	: nilai dalam satuan °F
T_{10SI}	: nilai dalam satuan °C (input)

Pada saat mengatur *unit system*, satuan yang ditentukan untuk besaran tekanan adalah atm. Jadi saat kita menginput nilai dalam satuan SI (dalam hal ini adalah bar), maka untuk proses perhitungannya perlu dikonversi menjadi satuan atm kembali (1 bar = 1,01 atm).

$$\begin{aligned} P_{9SI} &= 1,01 * P_9 \\ P_{10SI} &= 1,01 * P_{10} \end{aligned}$$

Gambar 3.8 tekanan inlet dan outlet kondenser

- P_9 : nilai dalam satuan atm
 P_{9SI} : nilai dalam satuan bar (input)
 P_{10} : nilai dalam satuan atm
 P_{10SI} : nilai dalam satuan bar (input)

Untuk flow rate dari *condensable vapor* ditentukan sebagai variabel input yang satuannya dalam bentuk SI dan dalam proses perhitungannya harus dikonversikan ke dalam satuan *British* (lb/hour). Sedangkan untuk flow rate dari *vapor saturation* pada gas-vapor outlet ditentukan sebagai output, sehingga konversi dari hasil perhitungan (lb/hour) ke output (kg/hour).

$$\begin{aligned} ws_9 &= ws_{9SI} / 0,4535924 \\ ws_{10SI} &= ws_{10} * 0,4535924 \end{aligned}$$

Gambar 3.9 flow rate pada vapor inlet dan gas-vapor outlet condenser

- ws_9 = nilai dalam satuan lb/hour
 ws_{9SI} = nilai dalam satuan kg/hour (input)
 ws_{10} = nilai dalam satuan lb/hour
 ws_{10SI} = nilai dalam satuan kg/hour (output)

Pada perhitungan temperatur hotwell (T_{wo}), digunakan persamaan berikut (2.4) dan (2.5)

Nilai T_v merupakan nilai temperatur pada saat tekanan parsial. Sedangkan *termdiff* adalah nilai *terminal difference*, nilai yang terdapat

pada saat kondisi kondenser bekerja. Pada saat beban NCG pada kondenser diabaikan, nilai *terminal difference* yang digunakan sebesar 3°F. Sedangkan pada saat kondenser mengandung kadar NCG yang sangat besar, maka nilai minimum terminal difference yang digunakan sebesar 5°F.

$$\begin{aligned} T_{woSI} &= (T_{wo}-32)/1.8 \\ T_{wo} &= T_{12} \\ T_{12} &= T_v - \text{termdiff} \\ \text{termdiff} &= 5.0 \end{aligned}$$

Gambar 3.10 desain temperatur hotwell

T_{woSI}	= satuan dalam °C (output)
T_{wo}	= satuan dalam °F
T_{12}	= satuan dalam °F
termdiff	= satuan dalam °F
T_v	= satuan dalam °F

Temperatur pada tekanan parsial (T_v) didapat dari table properti steam dengan menggunakan parameter tekanan (P_v) dan *quality* (x), dalam hal ini $x = 1$ (kondisi *saturated vapor*). Tekanan vapor potensial (P_v) dihitung berdasarkan tekanan pada bagian suction kondenser (P_t) terhadap fraksi mol steam dari campuran steam dan udara sebagaimana dijelaskan pada persamaan (2.6)

Untuk konversinya, dari satuan inHg (32 °F) ke bar menggunakan persamaan berikut.

Perhitungan komposisi gas yang berasal dari turbin exhaust dan kemudian akan masuk ke kondenser dibagi menjadi dua, yaitu steam (sebagai *condensable gas*) dan udara (sebagai *non-condensable gas*). Hal tersebut ditunjukkan oleh persamaan (2.7) dan (2.8)

Pada *equation window* kita masukkan persamaan sebagai berikut.

```
T_v = temperature(STEAM; P=P_v; x=1)
P_v = P_vA*0,034
P_vA = P_t*(n_steam/n_total)

P_t=P_tSI/0,0338638
P_wo = P_woSI/1,01
```

Gambar 3.11 temperatur pada tekanan parsial

T_v = nilai dalam satuan °F
 P_v = nilai dalam satuan atm
 P_{vA} = nilai dalam satuan inHg
 P_t = nilai dalam inHg
 P_{tSI} = nilai dalam bar (input)
 P_{wo} = nilai dalam atm
 P_{woSI} = nilai dalam bar (input)

```
n_steam = quansteam/Mr_s
n_air = quanair/Mr_a
n_total = n_steam+n_air

Mr_s = 18,0
Mr_a = 28,97
```

Gambar 3.12 komposisi steam

n_{steam} = satuan dalam mol
 n_{air} = satuan dalam mol
 Mr_s = satuan dalam lb/mol
 Mr_a = satuan dalam lb/mol

3.1.2 Desain Condensing Water

Dalam desain *condensing water*, variabel-variabel yang dicari adalah flow dari *condensing water* itu sendiri, temperatur *cooling water inlet*, dan temperatur *cooling water outlet*-nya. Temperatur *cooling water inlet* adalah temperatur *cooling water* yang berasal dari cooling tower untuk masuk ke inlet condenser. Sedangkan temperatur cooling tower outlet adalah temperatur kondensat yang terkumpul pada bagian hotwell dari kondenser untuk dialirkan kembali ke cooling tower. Untuk perhitungan hal tersebut mengacu pada persamaan (2.2)

$$GPM = \frac{Q}{500 \times C_p \times S_g(T_{wo} - T_{wi})}$$

Flow *cooling water* tersebut diperlukan untuk mengetahui spesifikasi Cooling Water Pump (CWP) yang akan digunakan untuk menyalurkan air pendingin dari cooling tower ke kondenser. Nilai C_p merupakan nilai spesifik heat pada tekanan konstan. Untuk perhitungan ini nilai C_p ditetapkan sebesar 1 Btu/lb°F (0,24 Btu/lb°F untuk udara, 1 Btu/lb°F untuk air).

Dalam percobaan perhitungan dengan beberapa data aktual performance dari kondenser, konstanta 500 tidak menghasilkan data yang sesuai. Mengenai besarnya konstanta tersebut didapatkan dan parameter yang bergantung pun tidak dijelaskan dalam buku. Langkah selanjutnya adalah dengan menetapkan asumsi, dengan tujuan agar hasil perhitungan sesuai dengan data-data di lapangan. Oleh karena itu, dengan menggunakan perhitungan secara manual konstanta tersebut disesuaikan menjadi 118 dengan berpegang pada asumsi bahwa konstanta tersebut merupakan besaran yang nilainya dapat disesuaikan secara logis dan berdasarkan kondisi aktualnya.

$$GPM = \frac{Q}{118 \times C_p \times S_g(T_{wo} - T_{wi})} \dots \dots \dots (3.1)$$

Pada *equation window*, kita masukkan persamaan sebagai berikut.

```
GPM = Q / (118*Cpw*Sg*(T_wo-T_wi))
FLOW_SI = GPM/4,4
Cpw = 1,0
Sg = 1,0
```

Gambar 3.13 flow condensing water

GPM = satuan dalam GPM (Galon per menit)
 FLOW_SI = satuan dalam m³/hour (output)
 C_{pw} = satuan dalam Btu/lb^oF (konstan, untuk air = 1 Btu/lb^oF)
 S_g = dimensionless (konstan)

3.1.3 Desain NCG pada Gas-Vapor Outlet

Dalam desain NCG, variabel-variabel yang digunakan sebagai data input adalah flow rate dari NCG dan juga nilai desain vapor yang terbawa pada gas-vapor outlet. Jadi flow rate pada gas-vapor outlet merupakan penjumlahan flow NCG dan flow vapor yang terbawa ke sistem ejektor. Setiap variabel disertakan konversi satuan, karena data yang diinput ke flow rate NCG (W_a) dan flow rate vapor yang terbawa (vap) adalah kg/hour akan dikonversikan ke dalam satuan lb/hour untuk proses perhitungan. Sedangkan flow pada gas-vapor outlet merupakan variabel output yang satuannya ditampilkan dalam nilai SI.

```
Wa = WaSI/0,4535924
vap = vapSI/0,4535924
ws10 = Wa+vap
ws10SI = ws10*0,4535924
```

Gambar 3.14 desain gas-vapor outlet

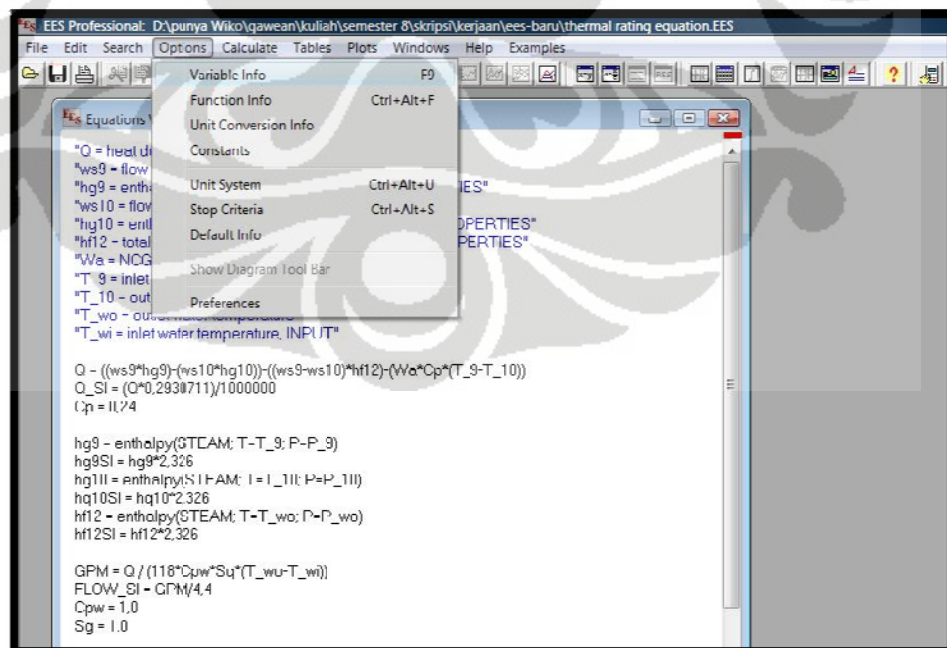
W_a = dalam satuan lb/hour (input)
 W_{aSI} = dalam satuan kg/hour
 vap = dalam satuan lb/hour (input)
 W_{s10} = dalam satuan lb/hour
 W_{s10SI} = dalam satuan kg/hour (output)

Langkah selanjutnya pada *equation window* ini adalah menentukan nilai-nilai sementara yang akan digunakan dalam variabel input. Variabel-variabel tersebut ditulis secara terpisah pada *equation window* untuk memudahkan ke proses selanjutnya.

```
"INPUT VALUE"
T_9SI = 260
T_10SI = 30.72
ws9SI = 420659
P_9SI = 0.06868
P_10SI = 0.16
P_tSI = 0.16
quanairSI = 45.36
quansteamSI = 453.6
T_wiSI = 26.2
WaSI = 7340
vapSI = 1153
```

Gambar 3.15 input variabel

Setelah semua persamaan ditulis ke dalam *equation window*, maka langkah selanjutnya adalah melengkapi satuan variabel secara keseluruhan. Untuk menentukan variabel, kita gunakan *variabel info* pada kolom *options*.



Gambar 3.16 variable info

Pada masing-masing variabel ditentukan satuan beserta batasan-batasannya, baik batas atas dan bawah. Secara *default*, angka yang akan ditunjukkan pada kolom guess menunjukkan angka yang kita masukkan sebagai input variabel dalam *equation window*. Pada kolom *lower* dan *upper*, yang merupakan batas bawah dan batas atas *boundary layer*, akan menunjukkan *-infinity* dan *infinity*.

Variable	Guess	Lower	Upper	Display	Units	Key	Comment
Cp	0.24	-infinity	infinity	A 3	N Btu/lb_m°F		
Cpw	1	-infinity	infinity	A 3	N Dtu/lb_m*T		
FLOW_SI	1	-infinity	infinity	A 3	N m³/hr		
GPM	1	-infinity	infinity	A 3	N GPM		
hf12	1	-infinity	infinity	A 0	N Btu/lb_m		
hf12SI	1	-infinity	infinity	A 0	N kJ/kg		
hg10	1	-infinity	infinity	A 0	N Btu/lb_m		
hg10SI	1	-infinity	infinity	A 0	N kJ/kg		
hg9	1	-infinity	infinity	A 0	N Dtu/lb m		
hg9SI	1	-infinity	infinity	A 0	N kJ/kg		
Mr_a	28.97	-infinity	infinity	A 3	N g/mol		
Mr_s	18	-infinity	infinity	A 3	N g/mol		
n_air	1	-infinity	infinity	A 3	N mol		

Gambar 3.17 menentukan lower dan upper bounds serta unit masing-masing variabel

Setelah melengkapi semua kolom tentang batas atas dan bawah beserta satuan masing-masing variabel, hasil perhitungan dapat ditampilkan dengan menu *solution window*.

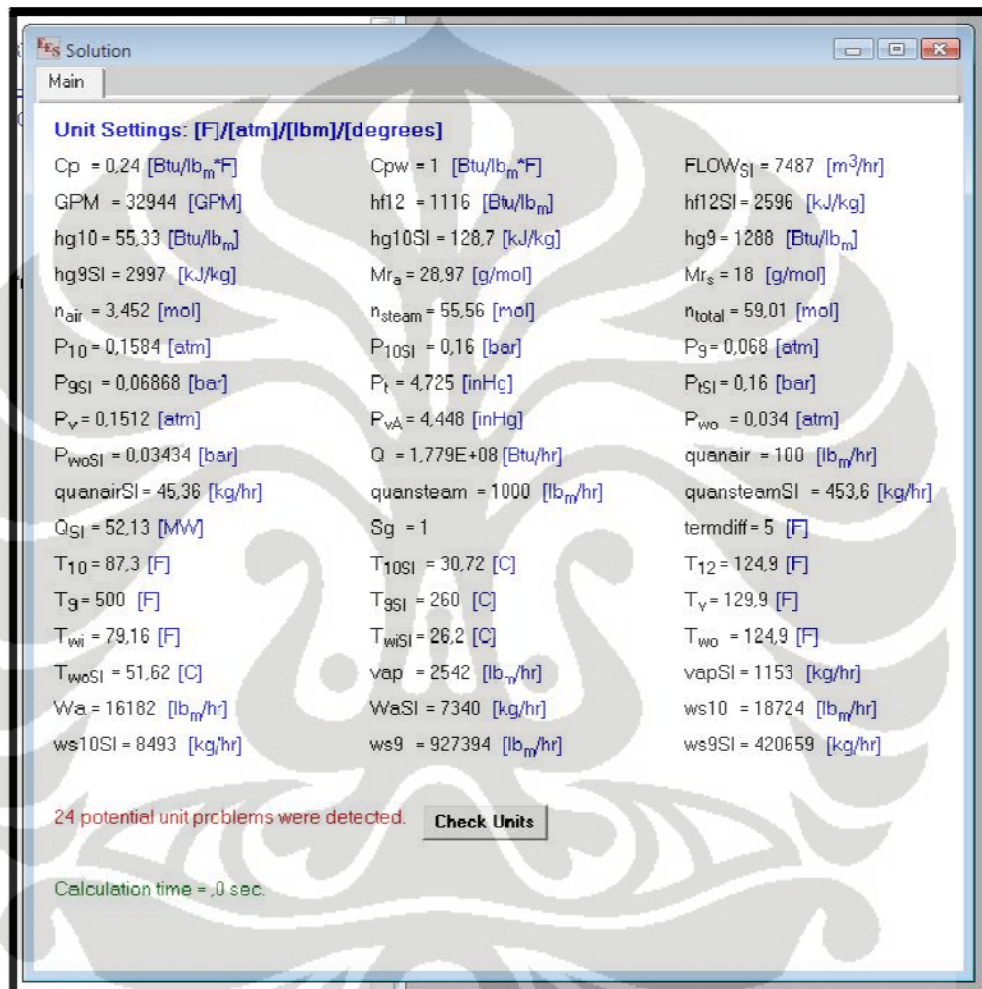
Equations Window

Q = heat duty, UNKNOWN
 ws9 = flow rate at vapor i
 hg9 = enthalpy at vapor i
 ws10 = flow rate at gas
 hg10 = enthalpy at gas
 hf12 = total enthalpy of o
 wa = NOG flow rate (lb/h
 T_9 = inlet temperature (F
 T_10 = outlet temperature
 T_w = outlet water temp
 T_wi = inlet water temper

Q = ((ws9*hf9) + (ws10*hf10)) / ((ws9 + ws10)*hf12) * (Wm*Cp*(T_9 - T_10))
 Q = 0.24
 Cp = 0.24
 hg9 = enthalpy(STEAM, T=T_9, P=P_9)
 hg10 = enthalpy(STEAM, T=T_10, P=P_10)
 hf12 = enthalpy(LIQUID, T=T_w, P=P_w)
 hf12SI = hf12*2.326
 GPM = Q / ((118)*Cpw*(T_w - T_wi))
 FLOW_SI = GPM/4.4
 Cp = 1.0
 G = 1.0

Gambar 3.18 menampilkan solution window

Pada *solution window*, semua variabel yang terdapat pada *equation window* akan ditampilkan beserta satuan masing-masing beserta *unit settings* yang telah ditentukan. *Solution window* tidak akan muncul apabila ada salah satu variabel yang tidak tercantum dalam *equation window*. *Solution window* juga tidak akan muncul jika terdapat persamaan yang tidak mungkin dihitung secara matematis (*syntax error*).

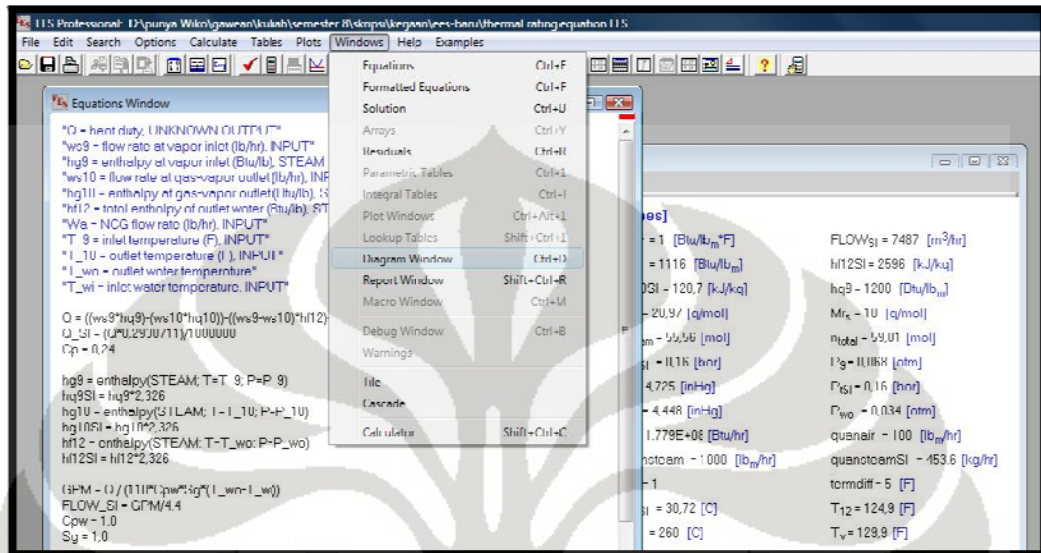


Gambar 3.19 solution window

3.1.4 Membuat Diagram Window

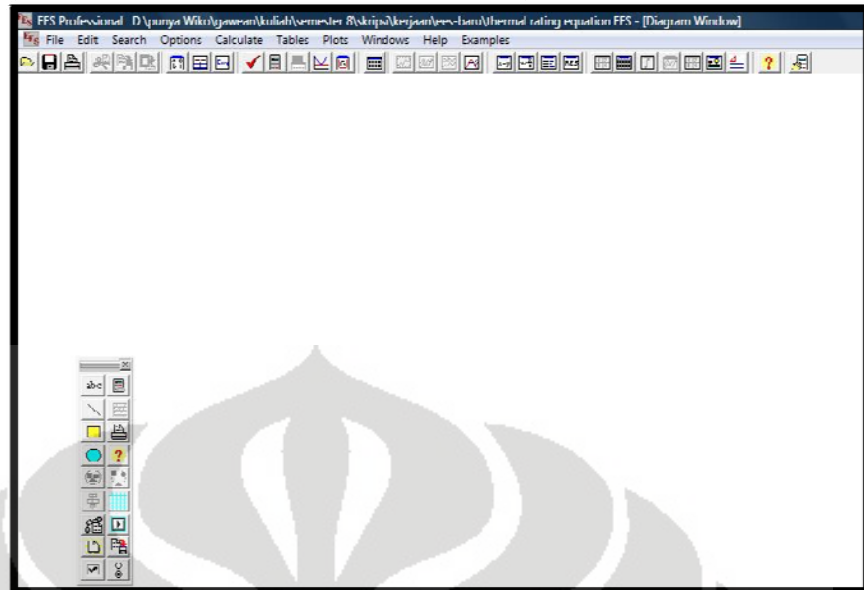
Kelebihan dari program EES ini adalah dapat memberikan tampilan untuk mengoperasikan persamaan-persamaan yang telah kita buat di *equation window*. Variabel-variabel yang ditampilkan pada *solution window* dapat diatur tampilannya sebagai input, sebagai output, maupun tidak dapat ditampilkan. Untuk visualisasi dalam program EES ini

disediakan *shape* yang umum digunakan dalam drawing tool. Selain itu, file-file gambar dalam bentuk jpeg dan bitmap pun dapat di-copy ke dalam *diagram window*.



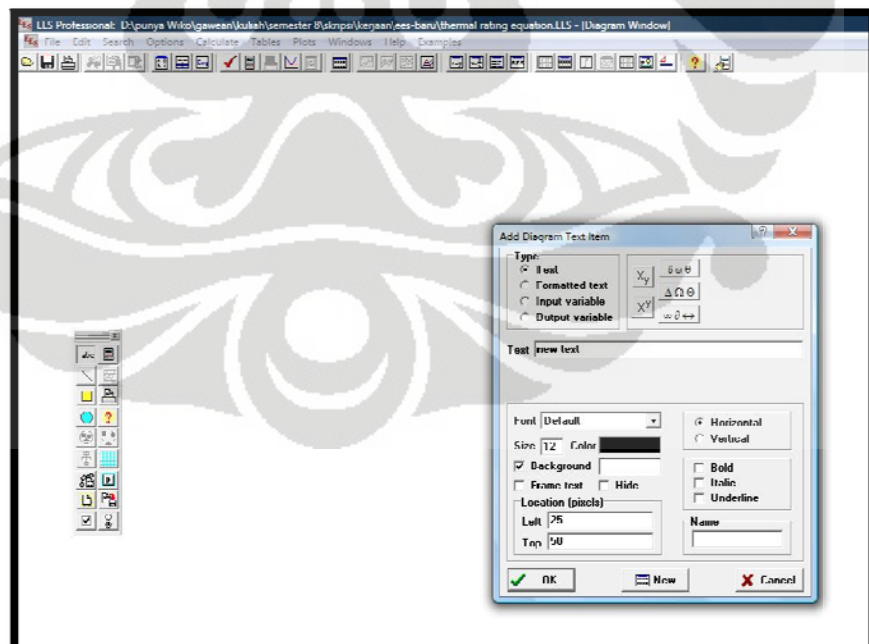
Gambar 3.20 menampilkan diagram window

Untuk mengakses *diagram window* dapat dilihat pada *tool bar* di bagian window. Selanjutnya akan tampil halaman kosong (*blank window*) dan *icon tools* untuk *diagram window*. Pada bagian kanan atas *icon tools* ini terdapat tombol x (*close*). Apabila tombol ini di-klik, maka *icon tools* akan menghilang dan menyebabkan *diagram window* aktif. Untuk menampilkannya kembali cukup dengan mengklik *diagram window* pada *tool bar*.



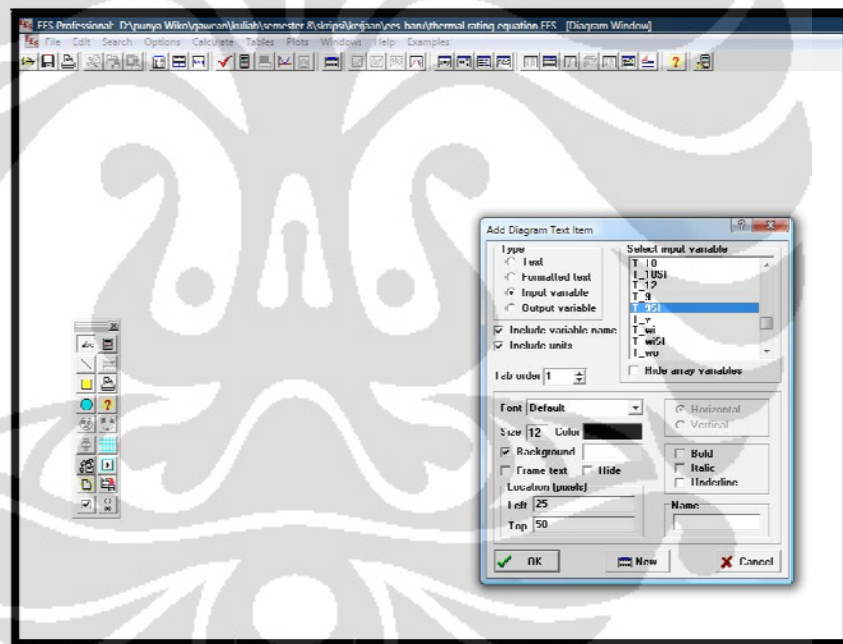
Gambar 3.21 tampilan diagram window

Untuk menampilkan text pada diagram window adalah dengan mengklik icon 'add text' pada *icon tools*. Selanjutnya akan terdapat pilihan untuk menampilkan tipe teks yang akan ditampilkan. Untuk teks biasa adalah dengan memilih tipe 'text' atau 'formatted text'. Pengaturannya pun tipe pengaturan standar seperti jenis huruf, ukuran, dan sebagainya.



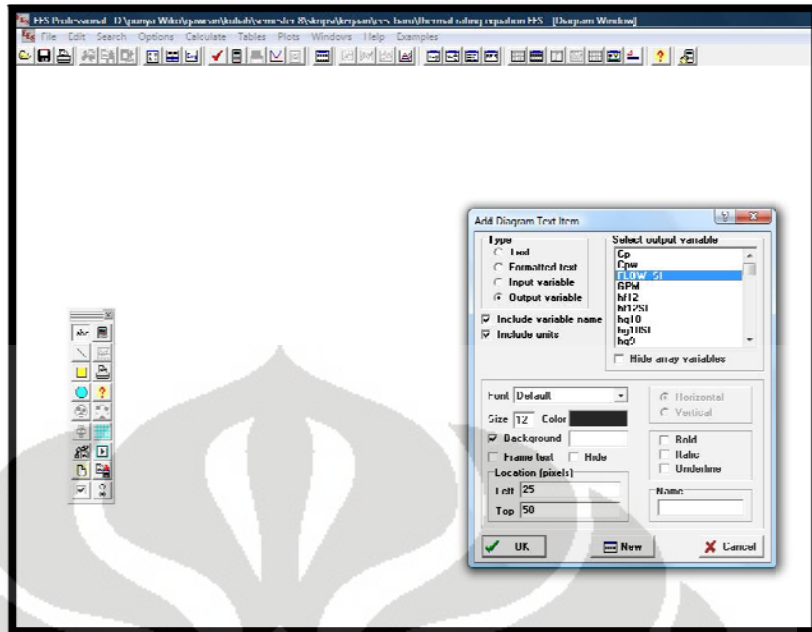
Gambar 3.22 menampilkan text button

Input button pada *diagram window* berfungsi sebagai tempat untuk memasukkan nilai input untuk dioperasikan ke persamaan yang telah kita tulis pada *equation window*. Untuk menampilkannya sama dengan menampilkan *text*, dan terdapat pilihan input variabel. Selanjutnya pada kolom sebelah kanan ditentukan variabel mana yang akan kita jadikan input. Pengaturan tambahan lainnya adalah penyertaan nama variabel maupun satuannya. Untuk input button ini nantinya jika dioperasikan akan berbenturan dengan input variabel pada *equation window*, sehingga perhitungan tidak dapat diproses. Hal ini disebabkan karena variabel yang dibaca pada *equation window* dianggap konstan. Jadi, ketika ada *input button* tertentu yang sudah ditampilkan, maka input variabel yang sama harus dihapus pada *equation window*.



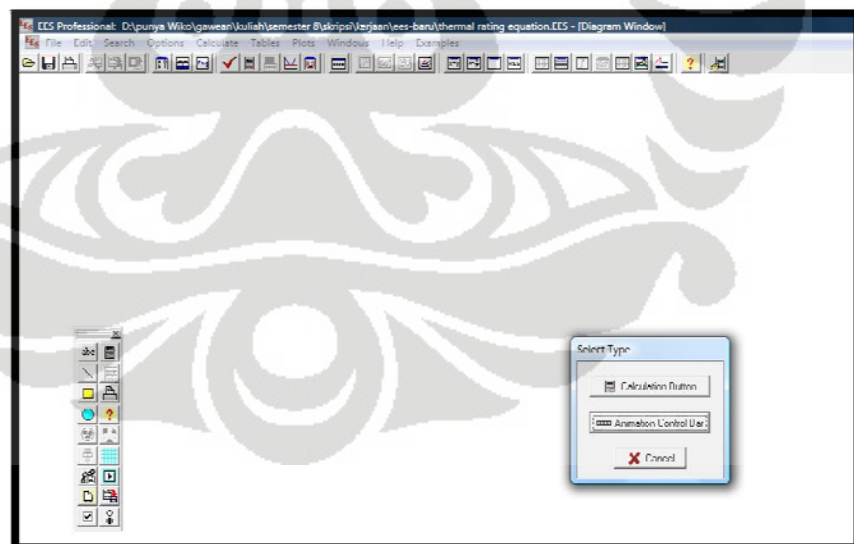
Gambar 3.23 menampilkan input variable

Satu hal penting lainnya dalam pembuatan *diagram window* ini adalah menampilkan *output button*. Caranya pun hampir serupa dengan menampilkan *input button*. Perbedaannya adalah pada saat dioperasikan di *diagram window*, *output button* akan menampilkan nilai yang dihasilkan perhitungan tanpa bisa dilakukan perubahan.



Gambar 3.24 output variable

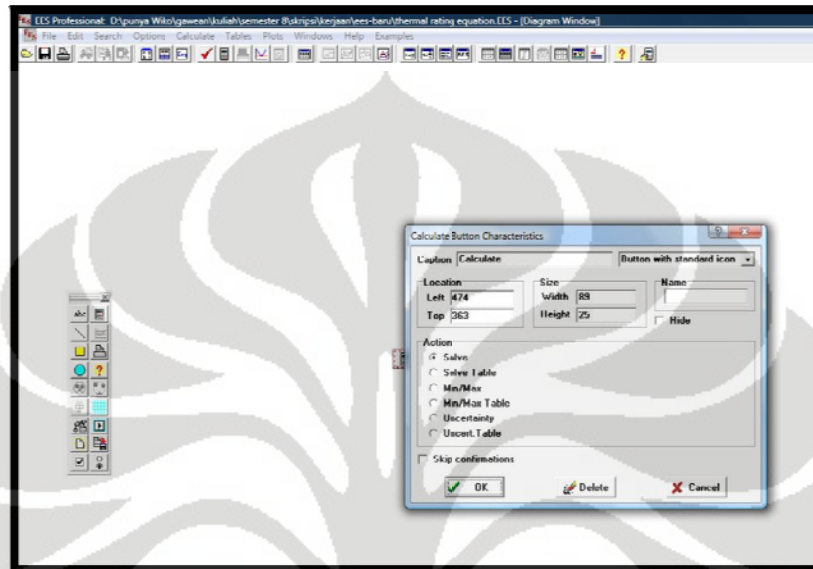
Untuk mengedepankan fungsi guna, *calculation button* pun dapat ditampilkan pada *diagram window*. Pada bagian *icon tool*, terdapat 'add calculate button' yang akan menampilkan pilihan 'calculation button' dan 'animation control bar'.



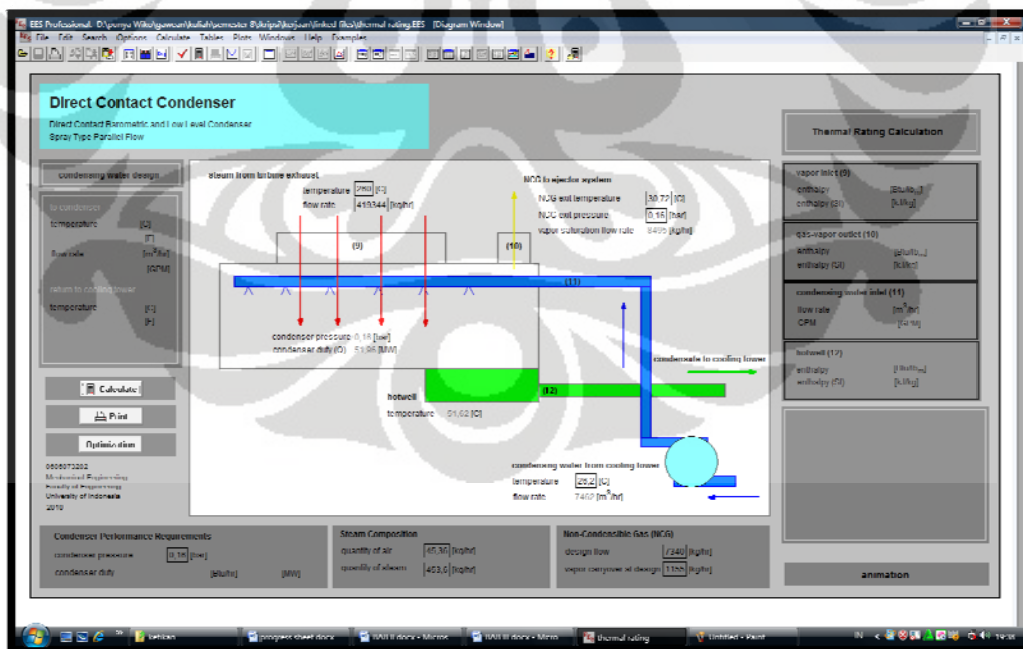
Gambar 3.25 menambahkan calculate button

Tombol *calculate* di-klik dua kali untuk menampilkan pengaturan proses yang akan dilakukan oleh tombol tersebut berupa *solve*, *solve table*,

perhitungan nilai minimum dan maksimum, nilai minimum dan maksimum tabel, *uncertainty*, dan *tabel uncertainty*. Untuk kalkulasi persamaan-persamaan empirik biasa, dipilih '*solve*'. Beberapa tombol lain seperti '*add print button*' dan '*help button*' dapat digunakan sebagai tambahan pada *diagram window*.

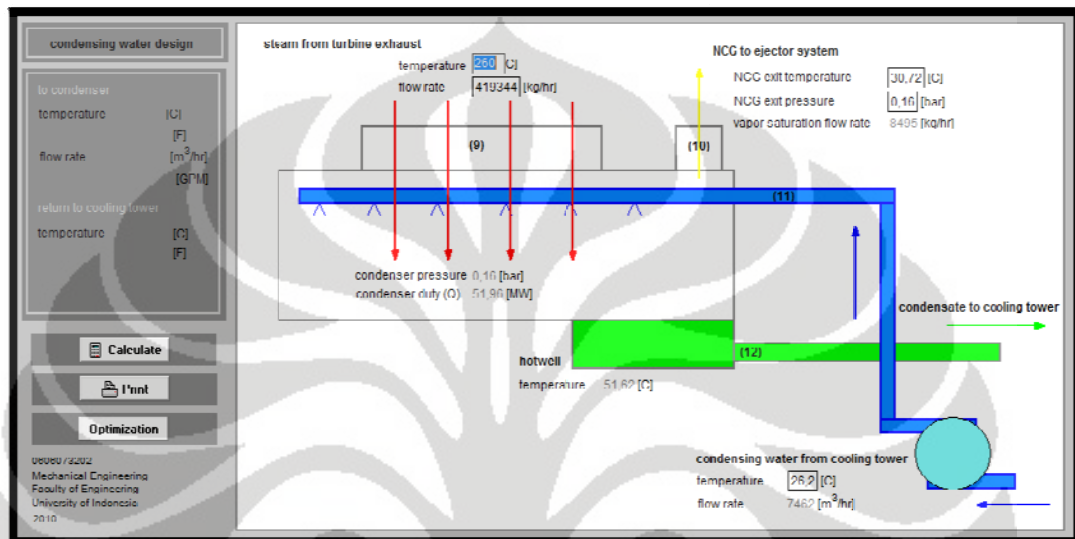


Gambar 3.26 menentukan tipe calculate button

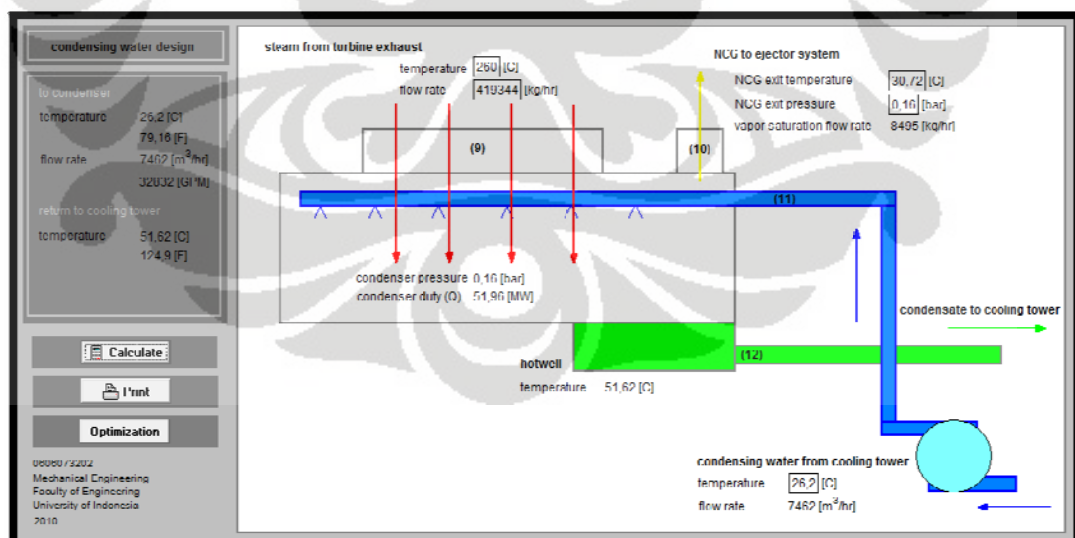


Gambar 3.27 tampilan program

Setelah *diagram window* dibuat sesuai dengan keinginan, maka langkah selanjutnya adalah mencoba menjalankannya. Data-data dimasukkan ke dalam masing-masing input variabel. Setelah semua data dimasukkan, dengan menekan tombol *calculate* akan menampilkan semua hasil perhitungan pada output button.



Gambar 3.28 menginput data pada program



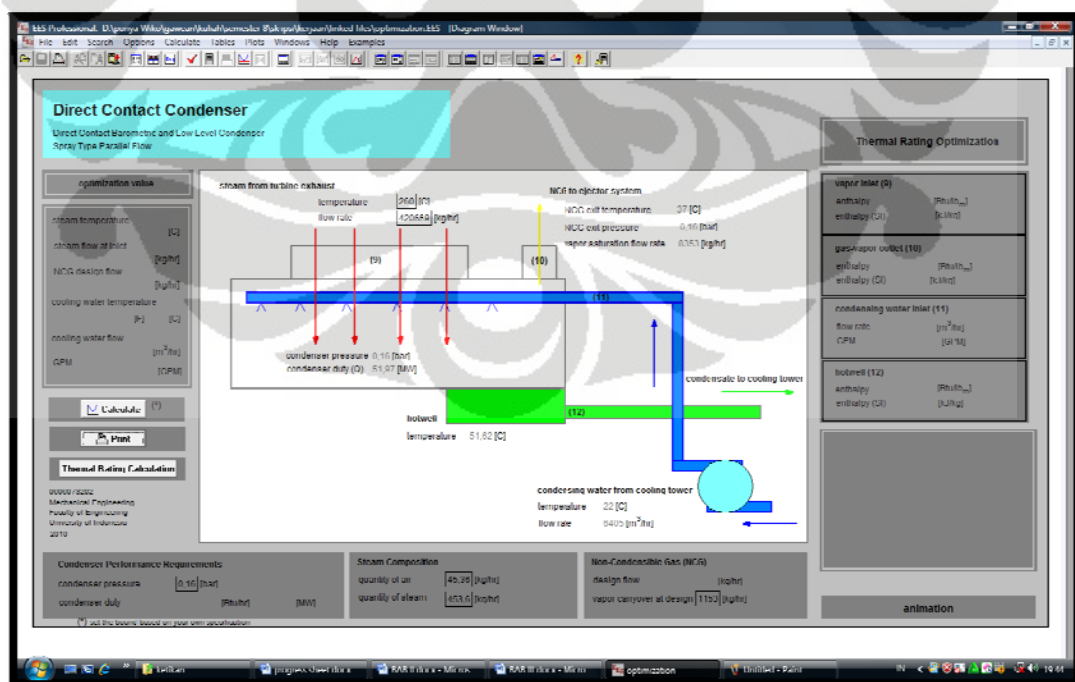
Gambar 3.29 hasil perhitungan

Thermal Rating Calculation		Condenser Performance Requirements	
vapor inlet (9)		condenser pressure	0,16 [bar]
enthalpy	1288 [Btu/lb _m]	condenser duty	1,778E+08 [Btu/hr] 52,1 [MW]
enthalpy (SI)	2996 [kJ/kg]	Steam Composition	
gas-vapor outlet (10)		quantity of air	45,36 [kg/hr]
enthalpy	55,33 [Btu/lb _m]	quantity of steam	453,6 [kg/hr]
enthalpy (SI)	128,7 [kJ/kg]	Non-Condensable Gas (NCG)	
condensing water inlet (11)		design flow	7340 [kg/hr]
flow rate	7483 [m ³ /hr]	vapor carryover at design	1153 [kg/hr]
GPM	32923 [GPM]		
hotwell (12)			
enthalpy	1116 [Btu/lb _m]		
enthalpy (SI)	2596 [kJ/kg]		

Gambar 3.30 hasil perhitungan

3.1.5 Membuat Program Optimasi

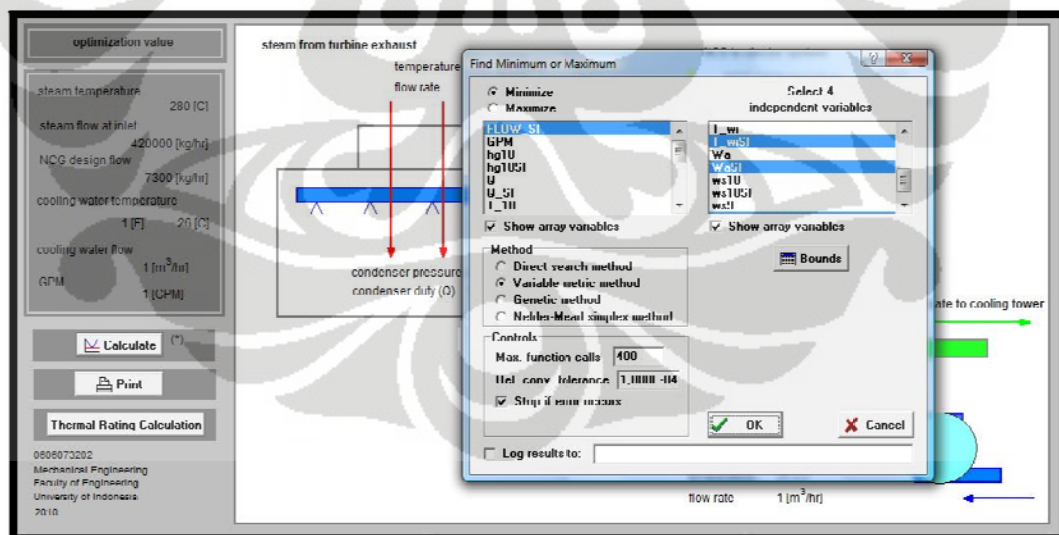
Dalam membuat program ini, bagian optimasi sistem pun turut disertakan. Langkah-langkah kerja yang dilakukan dalam membuat *diagram window* pun hampir sama dengan membuat *diagram window* pada umumnya. Hal yang membedakan adalah dalam pemilihan input dan output window.



Gambar 3.31 thermal rating optimization

Hal yang pertama dilakukan adalah dengan menentukan variabel mana yang akan dioptimasi, lebih tepatnya variabel mana yang dicari nilai minimum dan maksimumnya dengan berdasarkan parameter variabel yang lain. Pada program ini akan dioptimasi nilai flow rate *cooling water*. Hal ini diperlukan untuk mencari nilai minimum dari flow rate tersebut karena berhubungan langsung dengan pemilihan spesifikasi pompa. Semakin kecil flow yang diperlukan, maka semakin kecil daya yang diperlukan, sehingga biaya dapat efisien. Namun, hal itu tetap menghasilkan kinerja yang optimal dari sistem tersebut.

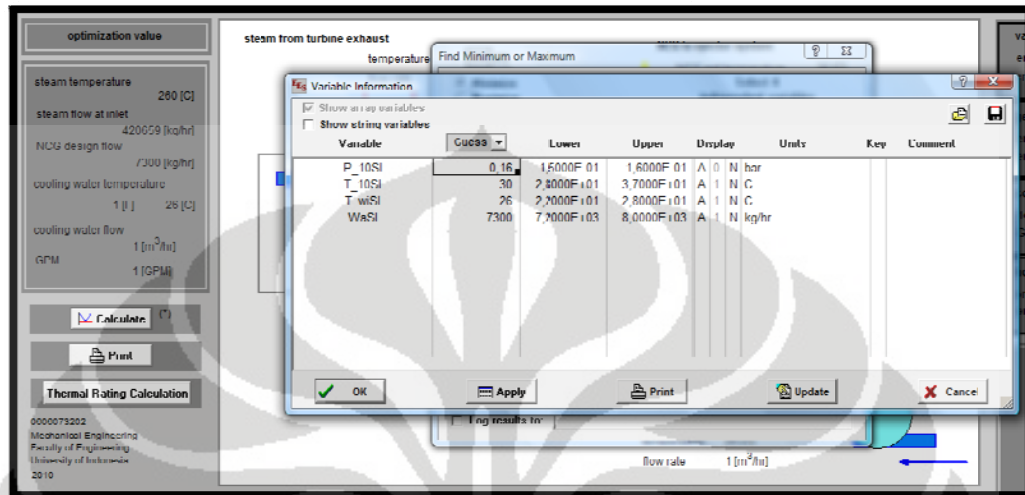
Pada tombol '*calculate*' kita pilih sebagai '*min/max*' agar fungsinya ditentukan untuk menghitung nilai minimum atau maksimum. Variabel FLOW_SI akan dipilih sebagai nilai minimum yang akan dicari. Selanjutnya, variabel yang akan dijadikan parameter dipilih pada kolom '*independent variable*'. Pada program ini temperatur *condensing water inlet* (T_{wiSI}), NCG flow desain (W_{aSI}), temperatur pada gas-vapor outlet (T_{10SI}), serta tekanan pada NCG outlet (P_{10SI}) ditentukan sebagai '*independent variable*'. Metode yang digunakan adalah *variable metric method*.



Gambar 3.32 menentukan nilai minimum dan maksimum

Setelah menentukan variabel yang dijadikan parameter, langkah selanjutnya kita menentukan *bounds* atau batasan atas dan bawah masing-

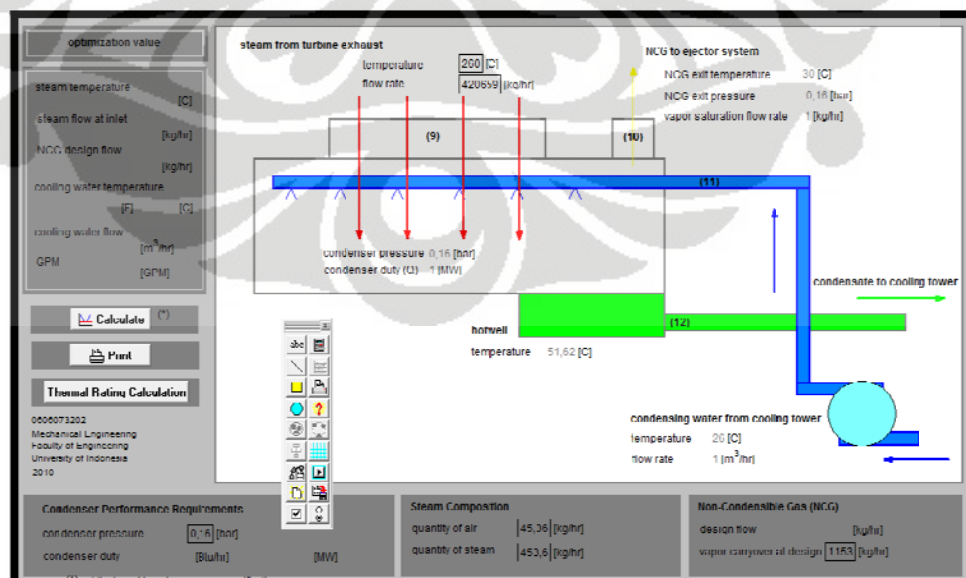
masing variabel. Dalam program ini nilai yang dicantumkan hanya perkiraan spesifikasi umum yang terdapat pada lapangan. Oleh karena itu, hal ini merupakan variabel yang dapat disesuaikan dengan kondisi aktual pada lapangan.



Gambar 3.33 menyesuaikan batasan dengan spesifikasi yang sesuai

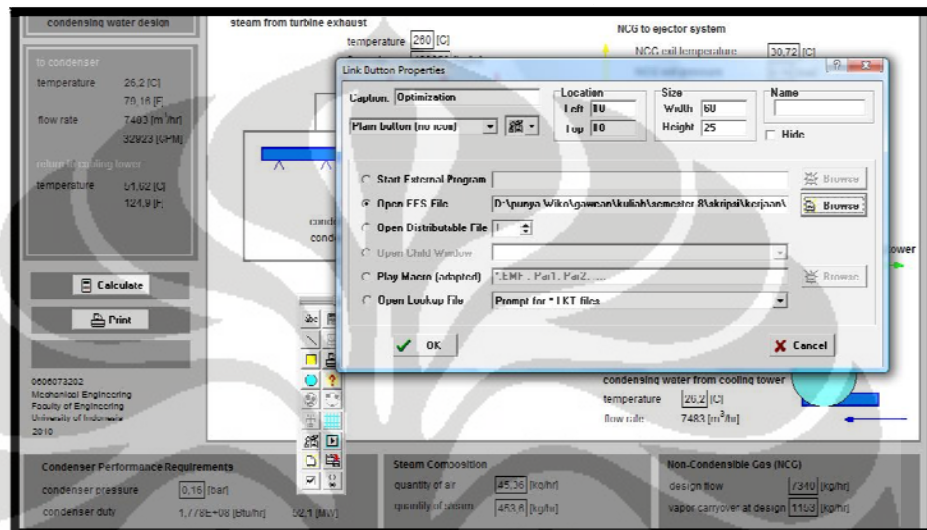
3.1.6 Membuat link ke file EES yang lain

Pada program ini dibuat dua jenis perhitungan yang berbeda, yaitu perhitungan *thermal rating* dan optimasi flow *cooling water*. Untuk menggabungkan keduanya sehingga kedua program tersebut dapat terhubung dapat digunakan link button yang tertera pada icon tools.



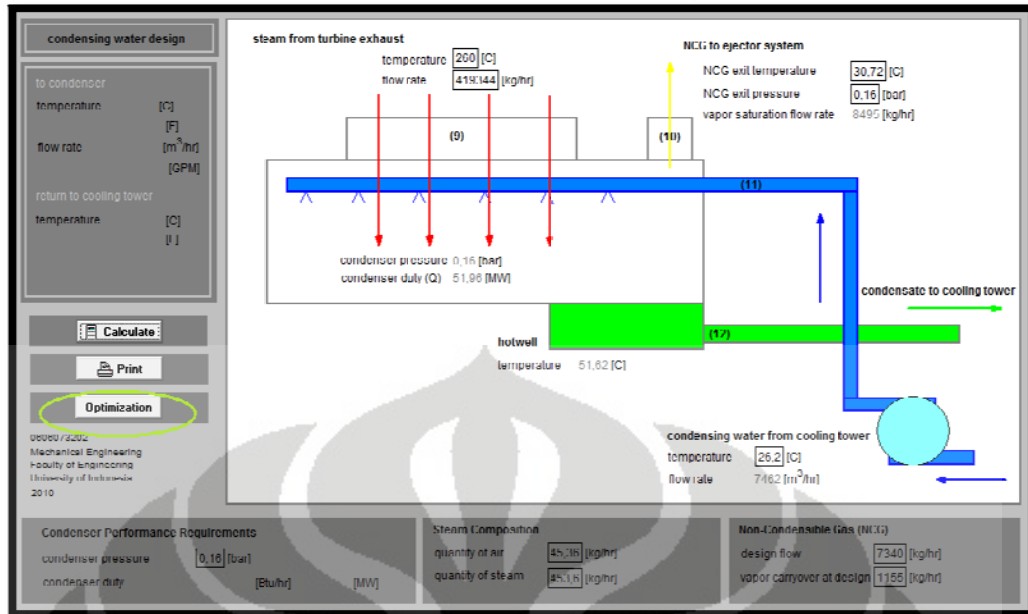
Gambar 3.34 membuat link antar file

Pertama, pada file thermal rating calculation.ees ditampilkan *link button* untuk menghubungkannya dengan file optimization.ees. Begitu pula sebaliknya pada file optimization.ees dihubungkan dengan file thermal rating calculation.ees. Apabila fitur ‘*make distributable program*’ pada EES Professional Version dapat diaktifkan, maka maksimal 5 file ees dapat dijadikan satu file exe.



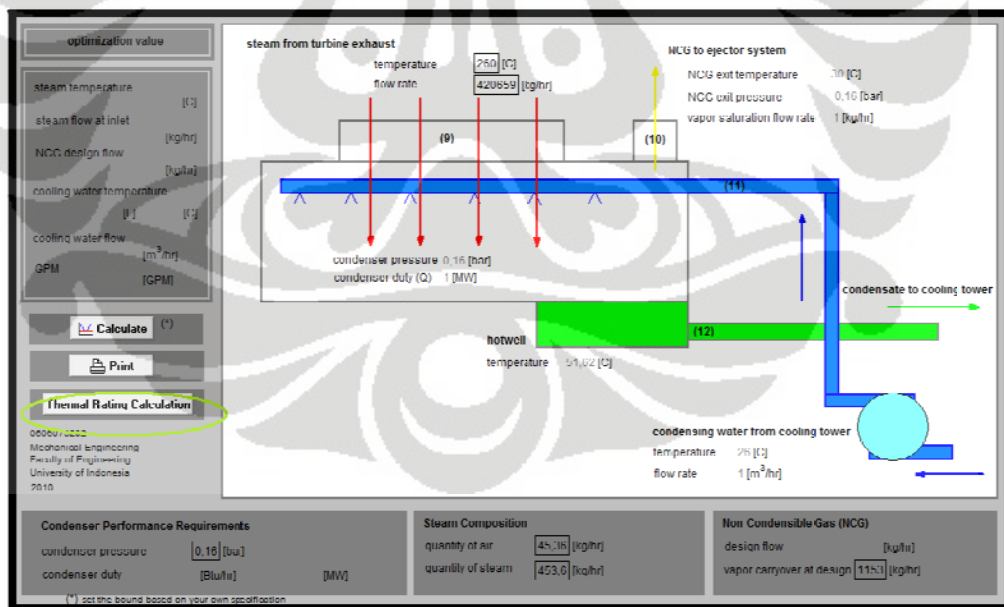
Gambar 3.35 membuat link antar file EES

Pada saat membuat tombol *link*, pada pilihan ‘*caption*’ kita dapat memberikan nama untuk tombol link tersebut. Ketika mencoba *link* antar file tersebut, pertama kali *diagram window* harus diaktifkan seperti biasa. Pada saat melakukan klik terhadap tombol yang sudah diberi nama ‘*optimization*’, maka window akan berpindah ke file yang dituju (dalam hal ini optimization.ees).



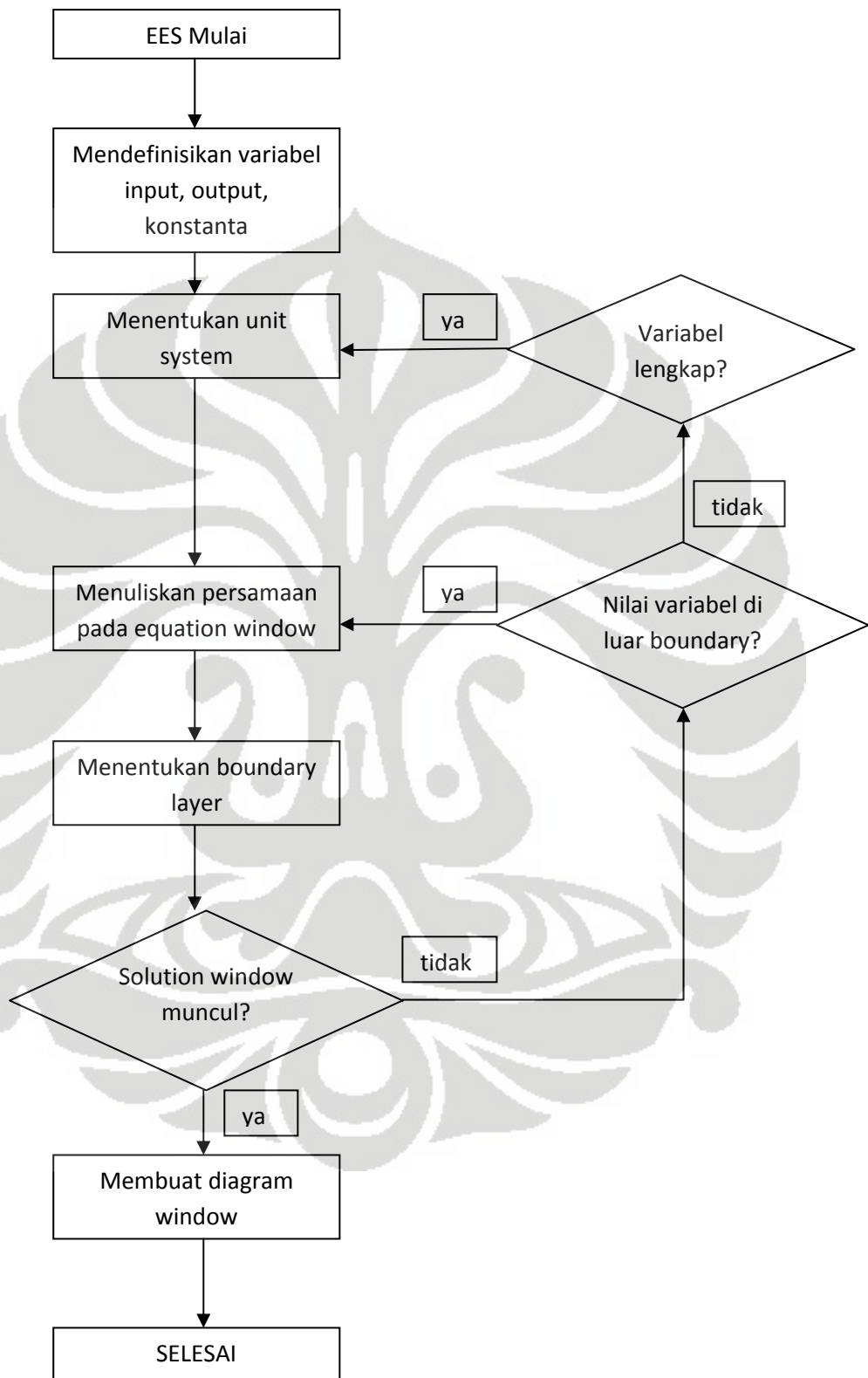
Gambar 3.36 link ke file optimization.ees

Begitu pula sebaliknya pada window optimization, ketika melakukan klik terhadap tombol 'thermal rating calculation', maka window pun akan berpindah ke file thermal rating calculation.ees.



Gambar 3.37 link ke file thermal rating calculation.ees

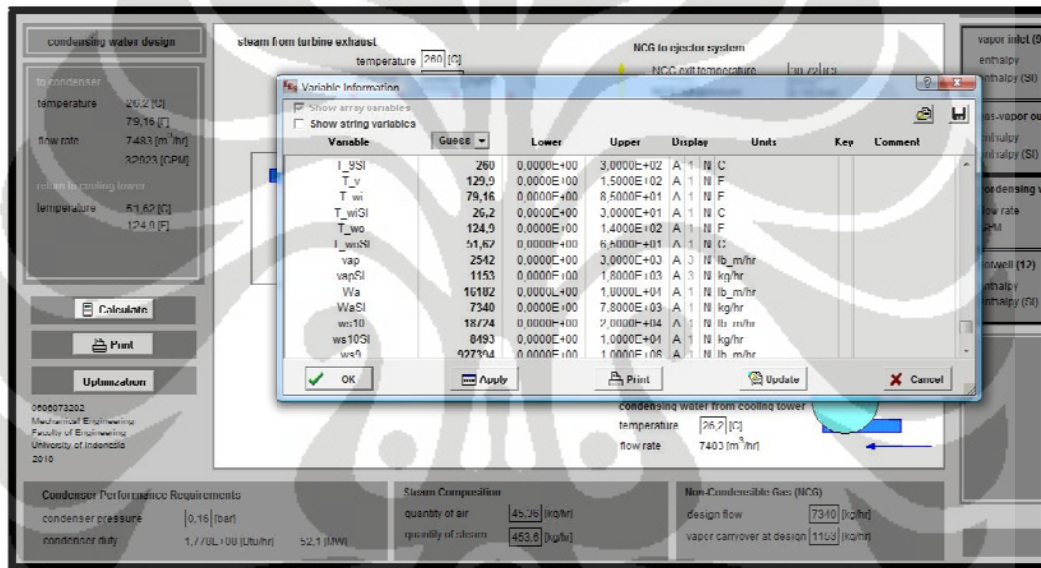
3.2 Diagram Alir



BAB IV STUDI KASUS

4.1 Uji Program

Dalam pembuatan suatu program perlu dihasilkan data-data yang valid dan dapat digunakan pada kondisi sebenarnya. Untuk menghasilkan data-data yang valid, data-data hasil perhitungan tersebut harus dibandingkan dengan data-data aktual di lapangan. Namun, hal pertama yang perlu dilakukan adalah menguji program dasar yang telah dibuat.

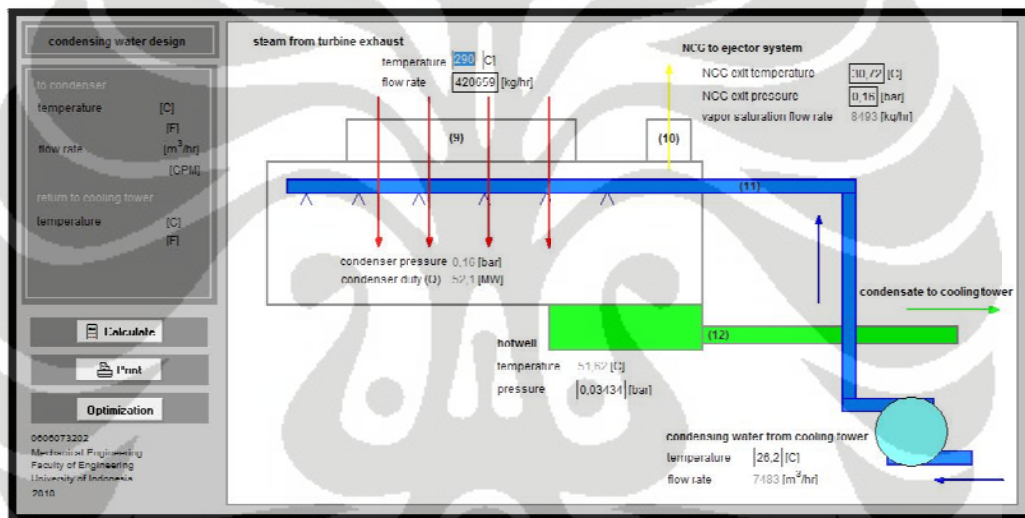


Gambar 4.1 menentukan boundary

Pada bab sebelumnya, kita telah menentukan *boundary* pada saat membuka *variabel info*. Pada bagian tersebut dapat ditentukan batasan atas dan bawah masing-masing variabel. Secara *default*, batasan atas dan bawah masing-masing adalah tak hingga (*infinity* dan *-infinity*). Setelah masing-masing variabel ditentukan batasan atas dan bawahnya, maka nantinya apabila input maupun output yang dihasilkan melebihi boundary, maka akan ada kolom peringatan. Program akan tetap terhitung, namun output tidak akan ditampilkan.

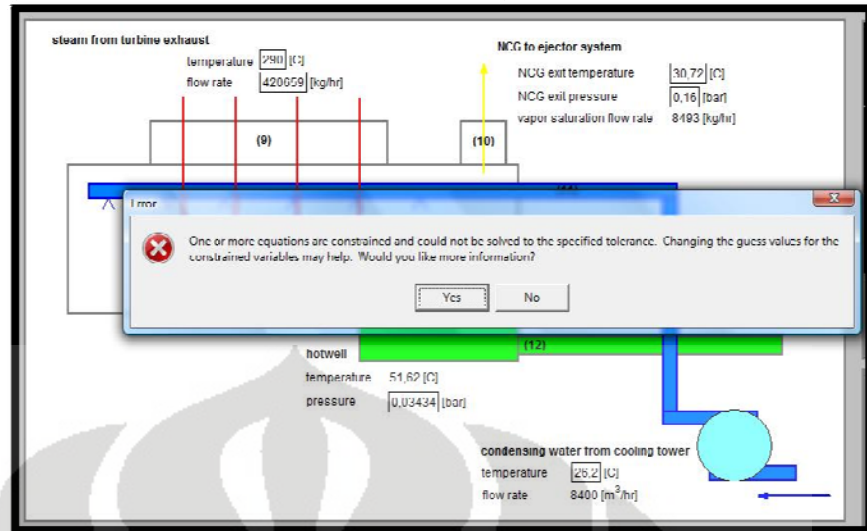
Sebagai contoh, pengujian salah satu variabel dapat dilakukan untuk mengetahui program ini bekerja atau tidak. Misalnya, ketika kita

memberi *boundary* pada variabel temperatur steam yang keluar dari turbin exhaust (T_9). Ketika kita menentukan batas atas, kita melihat berdasarkan ketahanan material kondenser tersebut terhadap temperatur tinggi. Pada spesifikasi kondenser yang digunakan, temperatur yang masih dapat ditoleransi material kondenser tersebut ditetapkan 280°C sebagai contoh. Sedangkan dalam memberikan batas bawah, kita melihat seberapa besar temperatur steam yang ditangani pada sistem tersebut. Misalnya pada sistem tersebut, temperatur steam minimal yang dikerjakan sebesar 220°C sebagai contoh. Ketika kita masukkan nilai dengan besar di antara batasan tersebut, maka output akan ditampilkan tanpa ada kolom peringatan.



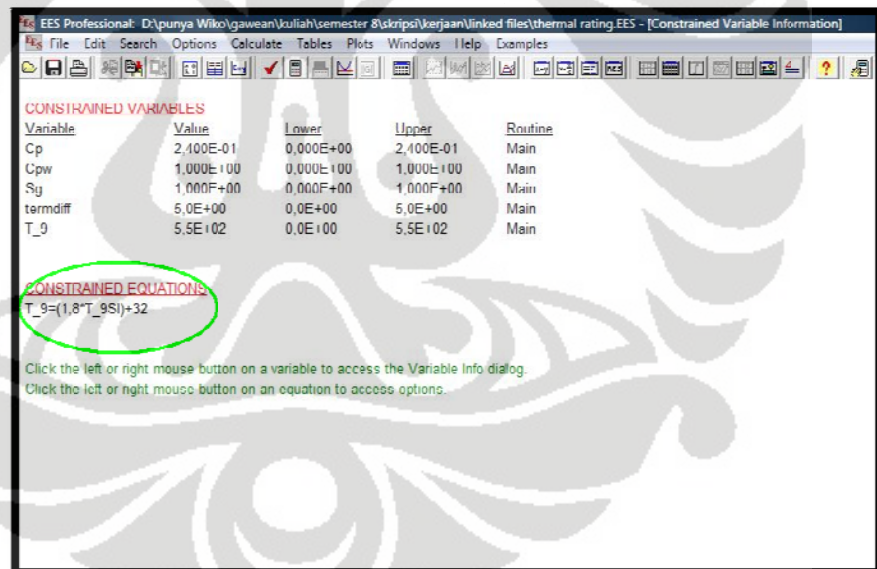
Gambar 4.2 boundary test pada temperatur inlet

Pada saat kita memasukkan nilai sebesar 290°C pada temperatur inlet, maka kolom peringatan akan tampil. Pada kolom tersebut disebutkan bahwa nilai yang dimasukkan berada di luar *boundary* dan tidak dapat diselesaikan berdasarkan batasan yang telah ditentukan.



Gambar 4.3 kolom peringatan

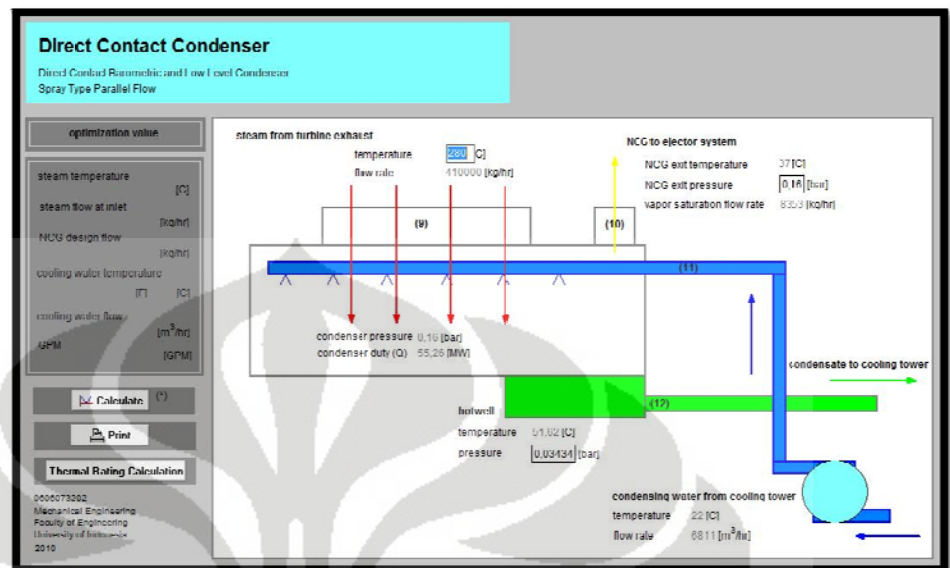
Untuk selanjutnya akan tampil *constrained variable information* apabila tombol “yes” pada kolom peringatan di-klik. *Constrained equation* menandakan bahwa pada persamaan tersebut terdapat nilai yang perlu diubah agar perhitungan sesuai dengan bounds.



Gambar 4.4 constrained variable information

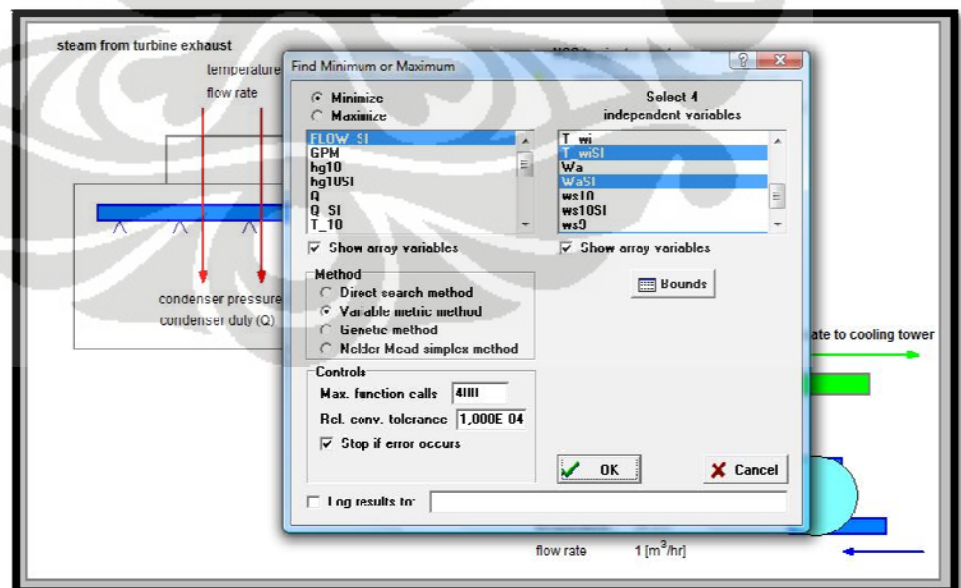
Seperti yang dijelaskan pada bab sebelumnya, pada program ini juga dibuat perhitungan tentang optimasi variabel-variabel desain *thermal rating* dari kondenser. Pada saat melakukan pengujian, seluruh variabel input dimasukkan data-data yang akan diperhitungkan untuk desain.

Beberapa variabel yang akan dioptimasi, datanya tidak diinput, tetapi akan muncul setelah perhitungan dilakukan.



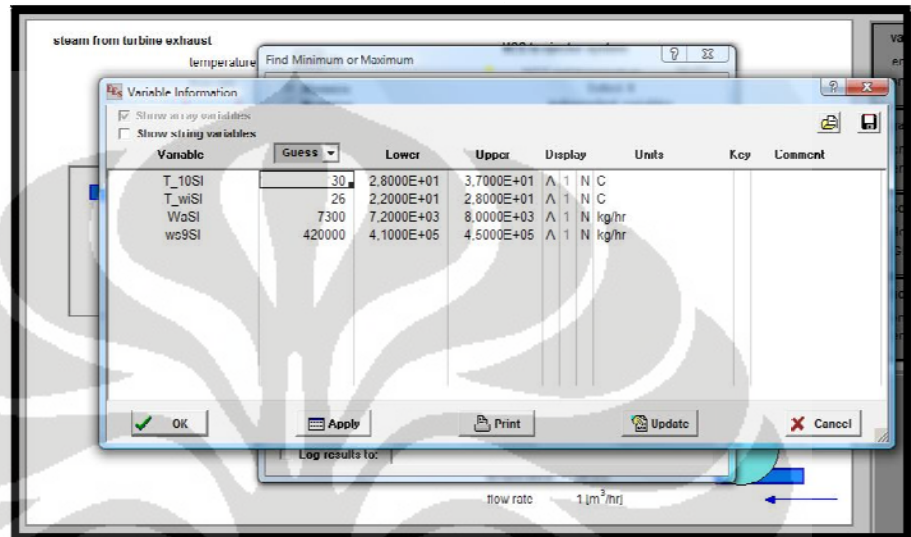
Gambar 4.5 pengujian optimasi

Setelah seluruh input variabel dimasukkan nilai, pada saat melakukan klik terhadap tombol calculate, maka akan muncul layar tentang pencarian nilai minimum atau maksimum. Pada layar tersebut variabel-variabel yang akan dioptimasi telah ditentukan pada bab sebelumnya mengenai pembuatan program. Jadi, langkah selanjutnya adalah menentukan batasan-batasan nilai variabel.



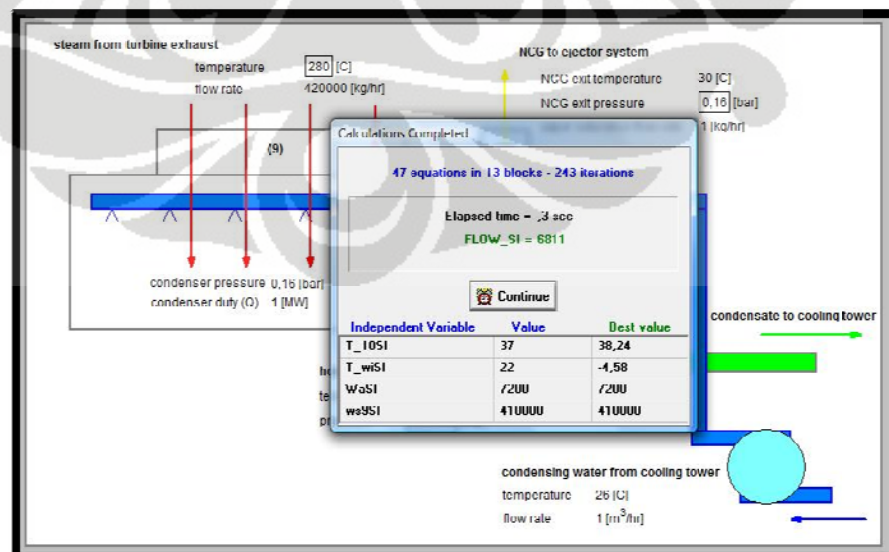
Gambar 4.6 pengaturan nilai minimum dan maksimum

Pada saat tampilan bounds, batasan-batasan telah ditentukan saat pembuatan program sebagai default untuk perhitungan optimasi tersebut. Jadi, perubahan nilai jika ada dilakukan untuk menyesuaikan dengan spesifikasi yang ada di lapangan. Setelah semuanya ditentukan, maka perhitungan optimasi akan dapat dilakukan.

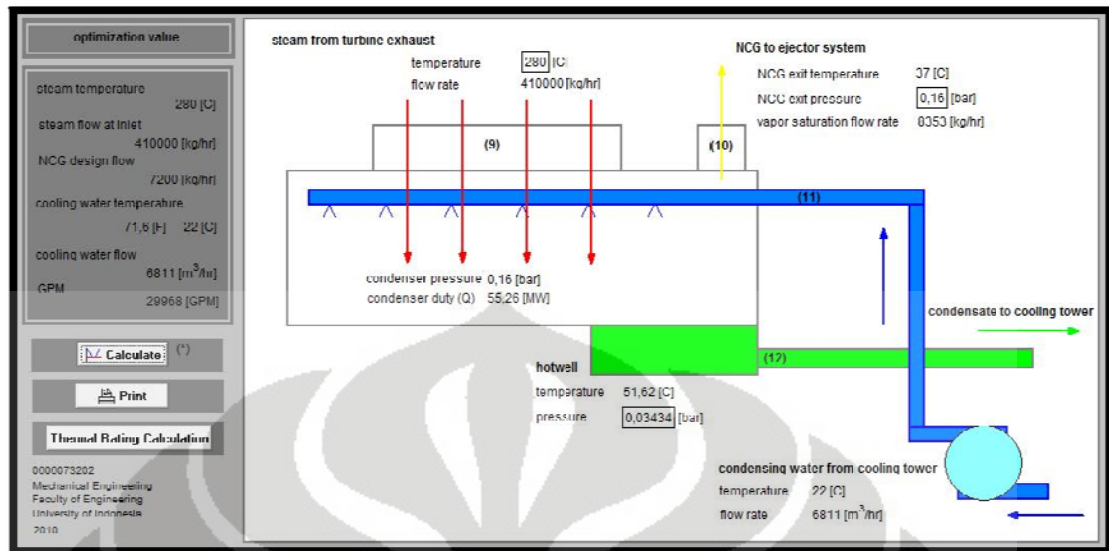


Gambar 4.7 menentukan bounds

Program EES ini akan melakukan iterasi secara otomatis dalam menentukan nilai maksimum dan minimum. Program akan menyesuaikan sesuai dengan persamaan-persamaan dan variabel-variabel yang ada. Setelah iterasi dilakukan, maka perhitungan akan selesai dilakukan dan nilai-nilai akan muncul pada output variabel yang telah ditentukan.



Gambar 4.8 hasil iterasi program



Gambar 4.9 hasil optimasi

4.2 Verifikasi Program

Dalam melakukan verifikasi program, hal yang perlu diperhatikan adalah kesesuaian hasil perhitungan terhadap data-data lapangan. Oleh karena data yang dimiliki penulis adalah data desain yang merupakan hasil perhitungan manual oleh kontraktor PT X (nama ada pada penulis), maka hasil perhitungan program pun dibandingkan dengan data-data hasil perhitungan tersebut. Berikut ini adalah data-data aktual penting tentang performance kondenser.

Tabel 4.1 data-data perhitungan kondenser secara manual

CONDENSER PERFORMANCE REQUIREMENTS

condenser pressure	0,16	bar	4,7	inHg
total turbine exhaust steam				
flow	419344	kg/hr	922557	lb/hr
enthalpy	3130,24	kJ/kg	1323,76	Btu/lb

cooling water

flow	7410,62	m ³ /hr	32628	GPM
temperature in	26,2	C	79,2	F
temperature out	51,7	C	125,1	F

non-condensable gas

design flow	7339	kg/hr	16182	lb/hr
NCG exit temperature	30,7	C	87,3	F
NCG exit pressure	0,16	bar	4,75	inHg
vapor carryover at design	1155	kg/hr	2547	lb/hr

Beberapa variabel untuk perhitungan merupakan variabel yang nilai inputnya merupakan nilai tetap (konstanta), sehingga pada kondisi aktualnya diasumsikan sama dengan kondisi perhitungan. Variabel-variabel yang dimaksud antara lain adalah sebagai berikut.

C_p : specific heat pada non-condensable gas sebesar 0,24 Btu/lb^oF

C_{pw} : specific heat pada condensing water sebesar 1 Btu/lb^oF

Mr_a : massa molekul relatif udara sebesar 28,97 g/mol

Mr_s : massa molekul relatif steam sebesar 18 g/mol

S_g : specific gravity pada condensing water sebesar 1

Variabel-variabel tersebut diasumsikan memiliki nilai yang sama dengan kondisi aktualnya. Dari tabel di atas dapat diketahui variabel-variabel utama yang akan digunakan sebagai input dalam perhitungan.

Diketahui :	
temperatur steam dari turbine exhaust (T_9)	260 °C
total flow steam dari turbine exhaust (W_{s9})	419344
kg/hour	
condenser pressure (P_9)	0,16 bar
temperatur condensing water dari cooling tower (T_{wi})	26,2 °C
flow desain NCG (W_a)	7339 kg/hour
temperatur NCG pada gas-vapor outlet (T_{10})	30,7 kg/hour

tekanan NCG pada gas-vapor outlet (P_{10})	0,16 bar
uap yang terbawa pada gas-vapor outlet (vap)	1155 kg/hour

Sasaran utama yang akan dihasilkan dari perhitungan program ini adalah mencari nilai-nilai variabel *condensing water*, yaitu flow rate, yang akan digunakan pada kondenser.

Penyelesaian : langkah pertama yang harus dilakukan adalah mencari nilai *condenser duty* dengan menggunakan persamaan (2.3)

$$Q = \{(W_{s9} \times h_{g9}) - (W_{s10} \times h_{g10})\} - \{(W_{s9} - W_{s10}) \times h_{f12}\} + \{W_a \times C_p (T_9 - T_{10})\}$$

Variabel T_9 , W_{s9} , T_{10} , W_a , dan C_p merupakan variabel yang telah diketahui nilainya. Untuk mencari variabel enthalpy (h) digunakan tabel properti dari steam. Karena pada program ini kita menggunakan satuan *British*, maka semua nilai pada variabel masing-masing dikonversikan terlebih dahulu.

- Enthalpy pada vapor inlet (h_{g9})

T_9	= 260 °C	= 500°F
P_9	= 0,16 bar	= 0,1584 atm
h_{g9}	= 1288 Btu/lb	= 2996 kJ/kg
- Enthalpy pada gas-vapor outlet (h_{g10})

T_{10}	= 30,7 °C	= 87,3°F
P_{10}	= 0,16 bar	= 0,1584 atm
h_{g10}	= 55,33 Btu/lb	= 128,7 kJ/kg

Enthalpy pada bagian hotwell (h_{f12}) didapat berdasarkan temperatur hotwell ($T_{12} = T_{wo}$) dan tekanan hotwell (P_{wo}). Nilai pada temperatur hotwell didapatkan berdasarkan hasil perhitungan menggunakan persamaan (2.4) dan (2.5)

$$T_{wo} = T_{12}$$

$$T_{12} = T_v - \text{termdiff}$$

Nilai T_v merupakan nilai temperatur pada saat tekanan parsial. Sedangkan *termdiff* adalah nilai *terminal difference*, nilai yang terdapat pada saat kondisi kondenser bekerja. Pada *terminal difference* diberikan nilai sebesar 5°F berdasarkan kondisi kondenser yang mengandung kadar NCG yang sangat besar.

Temperatur pada tekanan parsial (T_v) didapat dari table properti steam dengan menggunakan parameter tekanan (P_v) dan quality (x), dalam hal ini $x = 1$ (kondisi saturation vapor). Tekanan vapor potensial (P_v) dihitung berdasarkan tekanan pada bagian suction kondenser (P_t) terhadap fraksi mol steam dari campuran steam dan udara, yang mengacu pada persamaan (2.6)

$$P_v = P_t * \left(\frac{n_{steam}}{n_{total}} \right)$$

Perhitungan komposisi gas yang berasal dari turbin exhaust dan kemudian akan masuk ke kondenser dibagi menjadi dua, yaitu steam (sebagai *condensable gas*) dan udara (sebagai *non-condensable gas*).

- untuk steam
 kuantitas steam : 1000 lb/hour
 massa molekul relatif (Mr) : 18

$$n_{steam} = \frac{quan_{steam}}{Mr_s} = \frac{1000}{18} = 55,55 \text{ mol}$$

- untuk udara
 kuantitas udara : 100 lb/hour
 massa molekul relatif (Mr) : 28,97

$$n_{air} = \frac{quan_{air}}{Mr_a} = \frac{100}{28,97} = 3,45 \text{ mol}$$

Perhitungan tekanan parsial berdasarkan tekanan *suction* pada kondenser sebesar 0,16 bar (4,75 inHg) didapatkan nilai sebagai berikut.

$$P_v = P_t * (n_{steam}/n_{total}) = 4,75 * \left(\frac{55,55}{59,01} \right) = 4,448 \text{ inHg}$$

Nilai temperatur pada tekanan parsial sebesar 4,448 inHg (dikonversikan menjadi 0,1512 atm) dan kondisi *saturated vapor* ($x = 1$) adalah 129,9 °F ($T_v = 129,9$ °F). Maka temperatur hotwell didapatkan dengan cara sebagai berikut.

$$T_{wo} = T_{12} = T_v - \text{termdiff} = 129,9 - 5 = 124,9 \text{ °F} = 51,62 \text{ °C}$$

- Enthalpy pada hotwell (h_{f12})

$$T_{wo} = 51,62 \text{ °C} = 124,9 \text{ °F}$$

$$P_{wo} = 0,03434 \text{ bar} = 0,034 \text{ atm}$$

$$h_{f12} = 1116 \text{ Btu/lb} = 2596 \text{ kJ/kg}$$

Satu variabel lain yang belum didapatkan adalah flow pada gas-vapor outlet (W_{s10}). W_{s10} merupakan penjumlahan desain flow rate NCG (W_a) dengan flow vapor yang terbawa pada gas-vapor outlet (vap). Maka didapatkan nilai W_{s10} sebesar 8493 kg/hour (18724 lb/hour).

Setelah semua nilai didapatkan, perhitungan *condenser duty* akan menghasilkan data sebagai berikut.

$$Q = \{(W_{s9} \times h_{g9}) - (W_{s10} \times h_{g10})\} - \{(W_{s9} - W_{s10}) \times h_{f12}\} + \{W_a \times C_p (T_9 - T_{10})\}$$

$$Q = \{(922557 \times 1288) - (18724 \times 55,33)\} - \{(922557 - 18724) \times 1116\} + \{16182 \times 0,24(500 - 87,3)\}$$

$$Q = 1,773 \times 10^8 \frac{\text{Btu}}{\text{hour}} = 51,95 \text{ MW}$$

Selanjutnya untuk mencari flow dari *condensing water* itu sendiri digunakan persamaan (3.1)

$$GPM = \frac{Q}{118 \times C_p \times S_g (T_{wo} - T_{wi})}$$

$$GPM = \frac{1,773 \times 10^8}{118 \times 1 \times 1 \times (124,9 - 79,16)}$$

$$GPM = 32832 \text{ GPM}$$

Dalam bentuk SI, nilai flow rate *condensing water* yang dibutuhkan adalah sebesar 7462 m³/hour. Maka untuk mengalirkan *condensing water* tersebut dari cooling tower ke kondenser dibutuhkan pompa yang memiliki spesifikasi flow minimal 32832 GPM (7462 m³/hour).

Perhitungan manual yang telah dilakukan di atas merupakan perhitungan program. Data-data utama yang dihasilkan melalui perhitungan program adalah sebagai berikut.

Tabel 4.2 hasil perhitungan menggunakan program

CONDENSER PERFORMANCE REQUIREMENTS

condenser pressure	0,16	bar	4,7	inHg
total turbine exhaust steam				
flow	419344	kg/hr	922557	lb/hr
enthalpy	2996	kJ/kg	1288	Btu/lb
cooling water				
flow	7462	m ³ /hr	32831	GPM
temperature in	26,2	C	79,2	F
temperature out	51,62	C	124,9	F
non-condensable gas				
design flow	7339	kg/hr	16182	lb/hr
NCG exit temperature	30,7	C	87,3	F
NCG exit pressure	0,16	bar	4,75	inHg
vapor carryover at design	1155	kg/hr	2547	lb/hr

Data-data yang tercantum pada data aktual performa kondenser merupakan data-data output yang dapat diukur dalam kondisi aktual di lapangan. Dari kedua data di atas jika dibandingkan akan ditunjukkan seperti tabel berikut.

Tabel 4.3 perbandingan data perhitungan manual dengan data program

CONDENSER PERFORMANCE REQUIREMENTS								
	MANUAL CALCULATION			PROGRAM				
condenser pressure	0,16	bar	4,7	inHg	0,16 bar	4,7 inHg		
total turbine exhaust steam								
flow	419344	kg/hr	922557	lb/hr	419344	kg/hr	922557	lb/hr
enthalpy	3130,24	kJ/kg	1323,76	Btu/lb	2996	kJ/kg	1288	Btu/lb
cooling water								
flow	7410,62	m ³ /hr	32628	GPM	7462	m ³ /hr	32831	GPM
temperature in	26,2	C	79,2	F	26,2	C	79,2	F
temperature out	51,7	C	125,1	F	51,62	C	124,9	F
non-condensable gas								
design flow	7339	kg/hr	16182	lb/hr	7339	kg/hr	16182	lb/hr
NCG exit temperature	30,7	C	87,3	F	30,7	C	87,3	F
NCG exit pressure	0,16	bar	4,75	inHg	0,16	bar	4,75	inHg
vapor carryover at design	1155	kg/hr	2547	lb/hr	1155	kg/hr	2547	lb/hr

Dari tabel tersebut dapat dibandingkan nilai masing-masing variabel performa kondenser dalam kondisi aktual maupun hasil perhitungan program. Dapat dilihat bahwa hasil perhitungan dari program memiliki nilai yang hampir serupa dengan data-data aktualnya. Hal tersebut menunjukkan bahwa program yang telah dibuat memiliki perhitungan yang menghasilkan data yang cukup valid terhadap kondisi di lapangan.

BAB V

KESIMPULAN

Dari penulisan tugas akhir yang telah dilakukan, dapat diambil kesimpulan terhadap beberapa hal berikut.

- Program yang telah dibuat memiliki perhitungan yang menghasilkan data-data yang cukup valid untuk digunakan sebagai desain pada kondisi aktual
- Program yang telah dibuat memungkinkan pengguna lebih mudah dalam melakukan perhitungan terhadap desain *condensing water*, karena pengguna hanya melakukan input data pada variabel-variabel yang telah ditentukan untuk diinput
- Program yang telah dibuat dapat dijadikan prototype dalam pengembangan program desain Direct Contact Condenser untuk geothermal power plant
- Engineering Equation Solver merupakan software yang sangat bagus digunakan untuk perhitungan-perhitungan teknik baik secara umum maupun perhitungan teknik yang memerlukan tinjauan khusus, karena memiliki properti-properti teknik yang cukup lengkap secara umum
- Engineering Equation Solver relatif lebih mudah digunakan untuk menghasilkan perhitungan teknik karena merupakan '*smart software*' dibandingkan jika menggunakan *compiler* lain seperti C++, fortran, ataupun matlab yang lebih mengedepankan tinjauan pada pengkodean
- Engineering Equation Solver merupakan software yang dapat dikombinasikan dengan beberapa software lainnya, seperti Microsoft Excel, Matlab, dan TAESS untuk menghasilkan program yang memudahkan dalam berbagai perhitungan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Heat Exchange Institute, Inc. 1995. *Standards for Direct Contact Barometric and Low Level Condensers*. Ohio: Heat Exchange Institute
- [2] Incropera, Frank P. & David P. De Witt. 2002. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Singapore: Jon Wiley & Sons
- [3] Nurahman, Herowiko T. 2009. *Perhitungan dan Perbandingan Performance Factor Dari Data Design & Aktual Main Condenser dan Penerapan Maintenance System yang Berkorelasi dengan Monitoring Performance Main Condenser E-400*. Depok: Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia
- [4] J.P. Holman. 1991. *Perpindahan Kalor*. Jakarta: Erlangga
- [5] Heat Exchange Institute, Inc. 1998. *Standards for Power Plant Heat Exchangers*. Ohio: Heat Exchanger Institute
- [6] Liendhard, John H., IV & John H. Liendhard V. 2003. *A Heat Transfer Handbook, Third Edition*. Cambridge, MA: Phlogiston Press
- [7] F-chart Software. 1992. *Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating System*

LAMPIRAN



"Q = heat duty, UNKNOWN OUTPUT"
 "ws9 = flow rate at vapor inlet (lb/hr), INPUT"
 "hg9 = enthalpy at vapor inlet (Btu/lb), STEAM PROPERTIES"
 "ws10 = flow rate at gas-vapor outlet (lb/hr), INPUT"
 "hg10 = enthalpy at gas-vapor outlet (Btu/lb), STEAM PROPERTIES"
 "hf12 = total enthalpy of outlet water (Btu/lb), STEAM PROPERTIES"
 "Wa = NCG flow rate (lb/hr), INPUT"
 "T_9 = inlet temperature (F), INPUT"
 "T_10 = outlet temperature (F), INPUT"
 $Q = ((ws9*hg9)-(ws10*hg10))-((ws9-ws10)*hf12)-(Wa*Cp*(T_9-T_10))$
 $Q_{SI} = (Q*0,2930711)/1000000$
 $Cp = 0,24$

$hg9 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_9; P=P_9)$
 $hg9SI = hg9*2,326$
 $hg10 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_{10}; P=P_{10})$
 $hg10SI = hg10*2,326$
 $hf12 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_{wo}; P=P_{wo})$
 $hf12SI = hf12*2,326$

"GPM = flow rate condensing water, OUTPUT"
 "T_wo = outlet water temperature"
 "T_wi = inlet water temperature, INPUT"
 $GPM = Q / (118*Cpw*Sg*(T_{wo}-T_{wi}))$
 $FLOW_{SI} = GPM/4,4$
 $Cpw = 1,0$
 $Sg = 1,0$

$T_{woSI} = (T_{wo}-32)/1,8$
 $T_{wo} = T_{12}$
 $T_{12} = T_v - \text{termdiff}$
 $\text{termdiff} = 5,0$

$T_v = \text{temperature}(\text{STEAM}; P=P_v; x=1)$
 $P_v = P_{vA}*0,034$
 $P_{vA} = P_t*(n_{steam}/n_{total})$
 $n_{steam} = \text{quansteam}/Mr_s$
 $n_{air} = \text{quanair}/Mr_a$
 $n_{total} = n_{steam}+n_{air}$

$Mr_s = 18,0$
 $Mr_a = 28,97$

$T_9 = (1,8*T_{9SI})+32$
 $T_{10} = (1,8*T_{10SI})+32$
 $ws9 = ws9SI/0,4535924$
 $ws10SI = ws10*0,4535924$

$P_{9SI} = 1,01*P_9$
 $P_{10SI} = 1,01*P_{10}$
 $P_t = P_tSI/0,0338638$
 $P_{wo} = P_{woSI}/1,01$

$\text{quanair} = \text{quanairSI}/0,4535924$
 $\text{quansteam} = \text{quansteamSI}/0,4535924$

$Wa = WaSI/0,4535924$
 $\text{vap} = \text{vapSI}/0,4535924$
 $ws10 = Wa+\text{vap}$
 $T_{wi} = (1,8*T_{wiSI})+32$

"INPUT VALUE"
 $T_{9SI} = 260$
 $T_{10SI} = 30,72$
 $ws9SI = 420659$
 $P_{9SI} = 0,06868$
 $P_{10SI} = 0,16$
 $P_tSI = 0,16$
 $P_{woSI} = 0,03434$
 $\text{quanairSI} = 45,36$
 $\text{quansteamSI} = 453,6$
 $T_{wiSI} = 26,2$
 $WaSI = 7340$
 $\text{vapSI} = 1153$

"Q = heat duty, UNKNOWN OUTPUT"

"ws9 = flow rate at vapor inlet (lb/hr),
INPUT"

"hg9 = enthalpy at vapor inlet (Btu/lb),
STEAM PROPERTIES"

"ws10 = flow rate at gas-vapor outlet
(lb/hr), INPUT"

"hg10 = enthalpy at gas-vapor outlet
(Btu/lb), STEAM PROPERTIES"

"hf12 = total enthalpy of outlet water
(Btu/lb), STEAM PROPERTIES"

"Wa = NCG flow rate (lb/hr), INPUT"

"T_9 = inlet temperature (F), INPUT"

"T_10 = outlet temperature (F), INPUT"

$Q = ((ws9*hg9)-(ws10*hg10))-((ws9-
ws10)*hf12)-(Wa*Cp*(T_9-T_10))$

$Q_SI = (Q*0,2930711)/1000000$

$Cp = 0,24$

$hg9 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_9; P=P_9)$

$hg9SI = hg9*2,326$

$hg10 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_{10};
P=P_{10})$

$hg10SI = hg10*2,326$

$hf12 = \text{enthalpy}(\text{STEAM}; T=T_{wo};
P=P_{wo})$

$hf12SI = hf12*2,326$

"T_wo = outlet water temperature"

"T_wi = inlet water temperature, INPUT"

$GPM = Q / (118*Cpw*Sg*(T_{wo}-T_{wi}))$

$FLOW_SI = GPM/4,4$

$Cpw = 1,0$

$vap = vapSI/0,4535924$

$ws10 = Wa+vap$

$T_{wi}=(1,8*T_{wiSI})+32$

$Sg = 1,0$

$T_{woSI} = (T_{wo}-32)/1,8$

$T_{wo} = T_{12}$

$T_{12} = T_v\text{-termdiff}$

$\text{termdiff} = 5,0$

$T_v = \text{temperature}(\text{STEAM}; P=P_v; x=1)$

$P_v = P_{vA}*0,034$

$P_{vA} = P_t*(n_{\text{steam}}/n_{\text{total}})$

$n_{\text{steam}} = \text{quansteam}/Mr_s$

$n_{\text{air}} = \text{quanair}/Mr_a$

$n_{\text{total}} = n_{\text{steam}}+n_{\text{air}}$

$Mr_s = 18,0$

$Mr_a = 28,97$

$T_9 = (1,8*T_{9SI})+32$

$T_{10} = (1,8*T_{10SI})+32$

$ws9 = ws9SI/0,4535924$

$ws10SI = ws10*0,4535924$

$P_{9SI} = P_tSI$

$P_{9SI} = 1,01*P_9$

$P_{10SI} = 1,01*P_{10}$

$P_t = P_tSI/0,0338638$

$P_{wo} = P_{woSI}/1,01$

$P_{woSI} = 0,03434$

$\text{quanair} = \text{quanairSI}/0,4535924$

$\text{quansteam} = \text{quansteamSI}/0,4535924$

$Wa = WaSI/0,4535924$

Tampilan Program Perhitungan Thermal Rating

EES Professional: D:\punya Wiko\gawean\kuliah\semester 8\skripsi\kerjaan\linked files\thermal rating.EES - [Diagram Window]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Direct Contact Condenser

Direct Contact Barometric and Low Level Condenser
Spray Type Parallel Flow

condensing water design

to condenser

temperature 26,2 [C]
79,16 [F]

flow rate 7483 [m³/hr]
32923 [GPM]

return to cooling tower

temperature 51,62 [C]
124,9 [F]

Calculate

Print

Optimization

0606073202
Mechanical Engineering
Faculty of Engineering
University of Indonesia
2010

steam from turbine exhaust

temperature 260 [C]
flow rate 420059 [kg/hr]

condenser pressure 0,16 [bar]
condenser duty (Q) 52,1 [MW]

condensate to cooling tower

hotwell

temperature 51,62 [C]

condensing water from cooling tower

temperature 26,2 [C]
flow rate 7483 [m³/hr]

NCG to ejector system

NCG exit temperature 30,72 [C]
NCG exit pressure 0,16 [bar]
vapor saturation flow rate 8493 [kg/hr]

Thermal Rating Calculation

vapor inlet (9)

enthalpy 1288 [Btu/lb_m]
enthalpy (SI) 2996 [kJ/kg]

gas-vapor outlet (10)

enthalpy 55,33 [Btu/lb_m]
enthalpy (SI) 128,7 [kJ/kg]

condensing water inlet (11)

flow rate 7483 [m³/hr]
32923 [GPM]

hotwell (12)

enthalpy 1116 [Btu/lb_m]
enthalpy (SI) 2596 [kJ/kg]

animation

Condenser Performance Requirements	
condenser pressure	0,16 [bar]
condenser duty	1,778E+08 [Btu/hr] 52,1 [MW]

Steam Composition	
quantity of air	45,26 [kg/hr]
quantity of steam	453,6 [kg/hr]

Non-Condensable Gas (NCG)	
design flow	7340 [kg/hr]
vapor carryover at design	1153 [kg/hr]

APPENDIX C (continued)

POWER (ENERGY/TIME)			
MULTIPLY	BY	TO OBTAIN	
Btu/hr	2.930711×10^{-1}	W	(SI)
PRESSURE PR STRESS (FORCE/AREA)			
MULTIPLY	BY	TO OBTAIN	
psi	6.894757×10^3	Pa	(SI)
psi	6.894757	kPa	
psi	6.894757×10^{-2}	bar	
psi	7.030696×10^{-2}	kgf/cm ²	
lbf/ft ²	4.788026×10^1	Pa	(SI)
lbf/ft ²	4.788026×10^{-2}	kPa	
lbf/ft ²	4.788428	kgf/cm ²	
inHg (32°F)	3.38638×10^3	Pa	(SI)
inHg (32°F)	3.38638	kPa	
inHg (32°F)	3.38638×10^{-2}	bar	
inHg (32°F)	3.38638×10^{-2}	kgf/cm ²	
inHg (32°F)	3.38638×10^1	mmHg	
torr (0°C)	1.33322×10^2	Pa	
torr (0°C)	1.0	mmHg	
ftH ₂ O (39.2°F)	2.98898×10^3	Pa	(SI)
ftH ₂ O (39.2°F)	2.98898	kPa	
ftH ₂ O (39.2°F)	3.047915×10^2	kgf/m ²	
VELOCITY (LENGTH/TIME)			
MULTIPLY	BY	TO OBTAIN	
ft/sec	3.048000×10^{-1}	m/s	(SI)
ft/min	5.080000×10^{-3}	m/s	(SI)
MASS FLOW RATE (MASS/TIME)			
MULTIPLY	BY	TO OBTAIN	
lbm/hr	1.259979×10^{-4}	kg/s	(SI)
lbm/hr	4.535924×10^{-1}	kg/h	
VOLUME FLOW RATE (VOLUME/TIME)			
MULTIPLY	BY	TO OBTAIN	
ft ³ /min	4.719474×10^{-4}	m ³ /s	(SI)
ft ³ /min	1.699011	m ³ /h	
gal/min	6.309020×10^{-5}	m ³ /s	(SI)
gal/min	2.271247×10^{-1}	m ³ /h	
gal/min	3.785412	L/min	
MASS VELOCITY (MASS/TIME-AREA)			
MULTIPLY	BY	TO OBTAIN	
lbm/(h · ft ²)	1.35623×10^{-3}	kg/(s · m ²)	(SI)
lbm/(h · ft ²)	4.882428	kg/(h · m ²)	
lbm/(s · ft ²)	4.882428	kg/(s · m ²)	(SI)
SPECIFIC VOLUME (VOLUME/MASS)			
MULTIPLY	BY	TO OBTAIN	
ft ³ /lbm	6.242797×10^{-2}	m ³ /kg	(SI)
ft ³ /lbm	6.242797×10^1	L/kg	
gal/lbm	8.345406×10^{-3}	m ³ /kg	(SI)
gal/lbm	8.345406	L/kg	