TUGAS AKHIR - VM 180629

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT IV PLTU PT. PJB UP GRESIK

Senna Oktovan Wijaya
NRP. 10211500000091

Dosen Pembimbing
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
19570331 198803 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019

TUGAS AKHIR - VM 180629

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT IV PLTU PT. PJB UP GRESIK

SENNA OKTOVAN WIJAYA
NRP. 10211500000091

Dosen Pembimbing
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
19570331 198803 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019

TUGAS AKHIR - VM 180629

ANALYSIS HEAT TRANSFER RATE AND CONDENSOR EFFECTIVENNES IN UNIT IV PLTU PT. PJB UP GRESIK

SENNA OKTOVAN WIJAYA
NRP. 10211500000091

Dosen Pembimbing
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
19570331 198803 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT IV PLTU PT PJB UP GRESIK

TUGAS AKHIR
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
SENNA OKTOVAN WIJAYA
NRP. 102115 000 000 91

Mengetahui dan Menyetujui :
Dosen Pembimbing

KEMENTERIAN RISET, TEKNOLOGI DAN PENDIDIKAN TINGGI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS VOKASI
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI

Ir. Donny M.E Soedjono, MT.
NIP. 1957033 1 198803 1 001

SURABAYA, MARET 2019

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT 4 PLTU PT. PJB UP GRESIK

Nama Mahasiswa	**: Senna Oktovan Wijaya**
NRP	**: 10211500000091**
Jurusan	**: Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS**
Dosen Pembimbing	**: Ir. Denny M. E. Soedjono, MT.**

Abstrak

PT PJB UP Gresik adalah salah satu perusahaan jasa dibidang produksi tenaga listrik yang berada di kawasan industri Gresik. Jumlah daya yang dihasilkan oleh perusahaan ini sebesar 2.260 Megawatt (MW) yang terdiri dari dua unit pembangkit listrik tenaga gas dan uap.PT PJB up Gresik mempunyai peralatan-peralatan pendukung produksinya. Diantara pendukungnya adalah kondensor.

Kondensor merupakan salah satu jenis *heat exchanger* yang berfungsi mengkondensasikan fluida gas menjadi cair. Kondensor adalah komponen utama pada siklus PLTU yang menjadi penyebab terbesar terjadinya losses pada siklus dan dapat mempengaruhi efisiensi suatu pembangkit. Jika laju perpindahan panas rendah, mengakibatkan kerja netto akan semakin meningkat. Mengetahui peran kondensor sangat penting dalam suatu siklus, maka perlu dilakukan laju perpindahan panas dan efektivitas kondensor Unit 4 PLTU PT. PJB UP Gresik.

Data yang diambil dari tugas akhir ini adalah data rata-rata aktual selama 1 bulan yaitu bulan juni 2018. Metode perhitungan untuk analisa pengaruh tekanan vakum terhadap laju perpindahan panas dan efektivitas adalah *Log Mean Temperature Different (LMTD*) dan *Effectiveness – Number of Transfer Unit (NTU).*Dari hasil perhitungan, dengan data kevakuman yaitu 0,05985 bar pada bulan juni diketahui laju perpindahan panas sebesar 71,38211565 *MW* dengan efektivitas sebesar 0,9880793.Laju

perpindahan panas pada kondensor dipengaruhi oleh kondisi kevakuman kondensor. Semakin tinggi kevakuman kondensor maka steam semakin mudah menuju kondensor sehingga meningkatkan performa kondensor.
Kata Kunci : Kondensor, Tekanan Vakum, Laju Perpindahan Panas, Efektivistas

ANALYSIS HEAT TRANSFER RATE AND CONDENSOR EFFCTIVENESS IN UNIT 4 PLTU PT. PJB UP GRESIK

Name of Student	**: Senna Oktovan Wijaya**
NRP	**: 10211500000091**
Major	**: Industrial Mechanical Engineering Departement FV-ITS**
Counselor Lecture	**: Ir. Denny M. E. Soedjono, MT.**

Abstarct

PT PJB UP Gresik is one of the service companies in the field of electric power production in the Gresik industrial area. The amount of power produced by this company is 2,260 Megawatts (MW) which consists of two gas and steam power plants. PT PJB up Gresik has production support equipment. Among the supporters is a condenser.

Condenser is one type of heat exchanger that functions to condense gas fluid to liquid. The condenser is the main component in the PLTU cycle which is the biggest cause of losses in the cycle and can affect the efficiency of a generator. If the heat transfer rate is low, the net work will increase. Knowing the role of the condenser is very important in a cycle, it is necessary to do the heat transfer rate and the effectiveness of the 4PT Unit condenser. PLTU UP Gresik.

The data taken from this final project is the actual average data for 1 month, June 2018. The calculation method for analyzing the effect of vacuum pressure on heat transfer rate and effectiveness is Log Mean Temperature Different (LMTD) and Effectiveness - Number of Transfer Units (NTU).From the results of calculations, with vacuum data which is 0.05985 bars in June it is known that the heat transfer

rate is 71.38211565 MW with an effectiveness of 0.9880793. The heat transfer rate on the condenser is influenced by the condenser vacuum condition. The higher the vacuum condenser, the easier the steam to go to the condenser so that it increases the performance of the condenser.
Keywords: Condenser, Vacuum Pressure, Heat Transfer Rate, Effectiveness

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada pihak - pihak yang telah banyak membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini antara lain :

1. Kedua orang tua bapak dan ibu, kakak yang tak pernah berhenti berdo'a, dan selalu memberikan dukungan serta nasihat. Terima kasih atas inspirasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.

2. Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT. selaku Dosen Pembimbing 1 yang banyak memberikan ilmu yang bermanfaat, saran, dan masukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

3. Bapak Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT., selaku Ketua Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri. Terima kasih atas segala bantuan dan motivasinya.

4. Bapak Ir. Suhariyanto, MT., selaku Koordinator Progam Studi Departemen Teknik Mesin Industri. Terima kasih atas segala bantuan dan motivasinya.

5. Bapak Ir. Hari Subiyanto, M.Sc selaku dosen wali yang selalu memberikan nasihat dan motivasi.

6. Ibu Ir. Sri Bangun Setyawati, MT selaku dosen wali yang selalu memberikan nasihat dan motivasi.

7. Dosen Penguji yang telah memberi masukan kepada penulis

8. Seluruh dosen dan karyawan Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri ITS.
9. Teman-teman Nogogeni 2015 yang selalu memberikan dukungan satu sama lain.
10. Teman - Teman Departemen Teknik Mesin Indutri angkatan 2015, yang telah menemani selama tiga tahun terima kasih atas segalanya.

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

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL i
LEMBAR PENGESAHAN ii
ABSTRAK iii
ABSTRACT v
KATA PENGANTAR vii
DAFTAR ISI ix
DAFTAR GAMBAR xii
DAFTAR TABEL xiv

BAB I PENDAHULUAN
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Tujuan Penelitian 2
1.4 Manfaat Penelitian 2
1.5 Batasan Masalah 3
1.6 Sistematika Penulisan 3

BAB II DASAR TEORI
2.1 Tinjauan pustaka 5
2.1.1 Gambaran Umum PLTU 5
2.1.2 Pengertian Kondensor 6
2.1.3 Klasifikasi Jenis Kondensor 7
2.2 Analisis Termodinamika 12
2.2.1 Hukum Kekekalan Massa 12
2.3 Energi Konsiderasi 10
2.3.1 Energy Balance 14
2.4 Perpindahan Panas 17
2.4.1 Dasar Perpindahan Panas 17
2.4.2 Perpindahan Panas Konduksi 17
2.4.3 Perpindahan Panas Konveksi 18
2.4.4 Perpindahan Panas Radiasi 19
2.4.5 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa 19

2.4.6 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi..... 22
2.4.7 Temperature Dinding Pipa 25
2.4.8 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Pipa 26
2.4.9 Overall Heat Transfer Coefficient 27
2.4.10 Log Mean Temperature Difference 28
2.4.11 Metode NTU (Number of Transfer Unit)..... 31

BAB III METODOLOGI
3.1 Studi Literatur 33
3.2 Pengambilan Data dan Survei Lapangan..... 33
3.2.1 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir 34
3.3 Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water And Steam 34
3.3.1 Flow Chart Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam 35
3.4 Analisis Perpindahan Panas..... 37
3.4.1 ΔT_{LM} di zona condensing..... 37
3.4.1.1 Flow Chart ΔT_{LM} di zona condensing..... 37
3.4.2 Perpindahan Panas di dalam Tube 37
3.4.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di dalam Tube 38
3.5 Perpindahan Panas pada Sisi Shell 39
3.5.1 Zona Desuperheat dan Subcooling 39
3.5.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Zona Desuperheating dan Subcooling 40
3.5.2 Zona Condensing..... 42
3.5.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Tube 42
3.6 Laju Perpindahan Panas dan Overall Heat Transfer Coefficient Total..... 44
3.7 Effektivitas Kondensor..... 45
3.7.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan

Overall Heat Transfer Coefficient Total dan Effektivitas 45

BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit IV..... 47
4.2 Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam 48
4.3 Analisa Perpindahan Panas..... 51
4.3.1 Metode LMTD *(Log Mean Temperature Deifference)* 52
4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam *Tube* 54
4.3.3 Perpindahan Panas di Luar *Tube*..... 55
4.3.4 Laju Perpindahan Panas Total 66
4.3.5 *Overall Heat Transfer* Total..... 67
4.4 Perhitungan dengan Metode *Number of Transfer Unit (NTU) – Effectiveness (ε)* 67
4.4.1 Perhitungan *Heat Capacity* 67
4.4.2 Perhitungan *Effectiveness* - NTU 67

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan..... 69
5.2 Saran 69

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus *Rankine* dan diagram T-s 5
Gambar 2.2 Skema PLTU unit IV. 6
Gambar 2.3 Grafik distribusi temperatur pada kondensor... 7
Gambar 2.4 *Direct Contact Condensor*. 8
Gambar 2.5 *Spray Condenser*..... 8
Gambar 2.6 *Barometric Condensor* 9
Gambar 2.7 *Jet Condenser*..... 10
Gambar 2.8 *Kondensor aliran tunggal*..... 11
Gambar 2.10 Konservasi Energi pada Volume Atur..... 15
Gambar 2.11 Perpindahan panas konduksi,konveksi dan radias 17
Gambar 2.12 Aliran fluida melintasi (a) Aligned Tube dan (b) Staggered Tube..... 20
Gambar 2.13 Susunan Tube (a) Aligned (b) Stageered..... 21
Gambar 2.14 Film Condensation in Radial System..... 23
Gambar 2.15 Distribusi Temperatur Dinding Pipa 25
Gambar 2.16 Aliran Paralel..... 29
Gambar 2.17 Counter flow..... 30
Gambar 3.1 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir..... 34
Gambar 3.2 Flow Chart Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*..... 36
Gambar 3.3 *Flow Chart* ΔT_{LM} di setiap zona..... 37
Gambar 3.4 *Flow Chart* Perpindahan Panas pada *Tube*..... 39
Gambar 3.5 *Flow Chart* laju perpindahan panas pada zona *desuperheating* dan *subcooling*..... 41
Gambar 3.6 *Flow Chart* laju perpindahan panas pada zona *Condensing* 44
Gambar 3.7 *Flow Chart* Perhitungan Perpindahan Panas Overall, *Overall Heat Transfer Coefficient* Total dan Effektivitas 46
Gambar 4.1 Grafik Distribusi Temperatur..... 51
Gambar 4.2 Faktor koreksi cross flow..... 53

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 *Constants for the tube bank in cross flow* 22
Tabel 4.1 *Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area* 47
Tabel 4.2 Data Aktual Kondensor bulan Juni 2018 48
Tabel 4.3 *Constants for the tube bank in cross flow* 57
Tabel 4.4 *Constants for the tube bank in cross flow* 65

Halaman ini sengaja dikosngkan

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan industri yang bergerak dengan pesat akan menuntut ketersediaan energi yang cukup besar pula. Pembangkit tenaga listrik merupakan salah satu penyedia kebutuhan listrik yang paling banyak di Indonesia dan kebutuhan ini telah menjadi kebutuhan primer. Salah satu penyedia pembangkit tenaga yang menghasilkan energi listrik adalah PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap). Perubahan energi ini berawal dari perubahan energi dari bahan bakar, diubah menjadi energi panas yang akan dirubah menjadi energi mekanik dan akhirnya menjadi energi listrik yang dibutuhkan oleh operasional industri-industri besar.

PT. PJB Gresik adalah salah satu perusahaan jasa dibidang produksi tenaga listrik yang berada di kawasan industri Gresik, untuk kemudian disalurkan kesistem interkoneksi Jawa - Bali. Jumlah daya listrik yang dihasilkan oleh unit pembangkitan ini sebesar 2.260 Mega Watt (MW) yang terdiri dari dua unit pembangkit listrik tenaga gas, empat unit pembangkit listrik tenaga uap, dan tiga blok pembangkit listrik tenaga gas dan uap. PT. PJB UP Gresik sendiri mempunyai peralatan – peralatan yang mendukung beroperasinya turbin uap yang berputar dan berhubungan dengan generator.

Diantaranya adalah kondensor. Kondensor adalah salah satu jenis pesawat penukar kalor *(heat exchanger)* yang berfungsi mengkondensasikan uap bekas dari turbin atau fluida kerja. Proses pada kondensor yang terjadi adalah proses perpindahan panas antara fluida pendingin yang dilewatkan dalam pipa (*tubes*) kemudian uap dari *low pressure turbine* (fluida yang didinginkan) mengalir diluar pipa-pipa. Panas dari uap bekas diteruskan ke massa fluida pendingin melalui media pemisah yaitu permukaan perpindahan panas yang dibuat dengan pipa-pipa dengan ketebalan yang tipis dalam jumlah banyak untuk mencapai effektivitas terbaik penukar. Jenis kondensor yang digunakan pada PLTU unit

IV PT PJB Gresik ada Surface Condensor. PLTU unit IV memiliki kapasitas 200 MW dengan tekanan vakum sebesar 65 mmHg.

Dalam operasionalnya, PLTU unit IV sering terjadi kebocoran yang berdampak pada ketidak stabilan peforma kondensor yang dapat dilihat dari metode perhitungan performa kondensor dengan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan metode *Effectiveness* (Ɛ) – *Number of Transfer Unit* (NTU).

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan Latar belakang maka dapat penulis ambil beberapa rumusan masalah yang dihadapi tentang pengaruh dari laju perpindahan panas kondenser dengan menggunakan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan metode *Effectiveness Number of Transfer Unit* (NTU) yang dihasilkan setelah dilakukan analisis dari permasalahanPT PJB unit IV Gresik. Setelah mengetahui dari lajju perpindahan panas, metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan metode *Effectiveness Number of Transfer Unit* (NTU) dengan data aktual yang dihasilkan oleh kondensor, akan dibandingkan dengan data spesifikasi design yang telah ditentukan dari suatu kondensor, untuk itu selanjutnya akan memperngauhi kinerja dari kondensor tersebut.

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan perumusan masalah dalam penelitian ini, penulis bermaksud menganalisis laju perpindahan kalor pada kondensor PLTU PT PJB unit IV Gresik, dengan menghitung metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan metode *Effectiveness Number of Transfer Unit* (NTU).

1.4 Manfaat penilitian

Dalam penelitian dikemukakan beberapa manfaat yaitu mengetahui pengaplikasian ilmu perpindahan kalor dalam permasalahan yang nyata dan mengetahui nilai dari perhitungan dengan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan metode *Effectiveness Number of Transfer Unit* (NTU) yang

didapatkan, dan sebagai referensi untuk penelitian yang berkaitan dengan lau perpindahan panas pada kondensor selanjutnya.

1.5 Batasan Masalah

Kondensor memiliki ruang lingkup yang besar, oleh karena itu alam tugas akhir ini digunakan batasan masalah sebagai berikut:

1. Analisa diambil nerdasarkan pada data operasi kondesor PT PJB unit IV Gresik.
2. Berada pada kondisi *steady flow* dan *steady state*
3. *Fully developed internal flow* pada aliran dalam pipa
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan
5. Menganalisis laju perpindahan dari keluar *steam exhaust turbine end*, untuk kalor dari komponen-komponen lain yang terdapat pada kondensor diabaikan
6. Pada kondensor hanya terdapat *condenzing zone* untuk *desuperheat zone* dan *dry cooling* diabaikan
7. Perpindahan kalor ditinjau secara konduksi dan konveksi dengan ,engabaikan perpindahan kalor secara radiasi
8. *Headloses* didalam tube dan diluar tube diabaikan
9. Untuk material kondensor yaitu *aluminium brass*
10. Analisa korosi diabaikan

1.6 Sistematika Penulisan

Di dalam penyusunan Tugas Akhir ini digunakan sistematika penulisan sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini berisi teori-teori yang menunjang pembahasan kondensor beserta perumusannya yang selanjutnya akan digunakan untuk analisis data yang telah diperoleh. Dasar teori berasal dari studi literatur ataupun sumber yang terkait.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini dijelaskan mengenai metode yang digunakan dalam pembahasan tugas akhir ini dan langkah-langkah pengerjaan tugas akhir yang dituangkan dalam bentuk *flow chart*

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi mengenai data spesifikasi , data aktual dan hasil perhitungan yang telah didapatkan dari analisa yang diperoleh dari laju perpindahan panas

BAB V KESIMPULAN

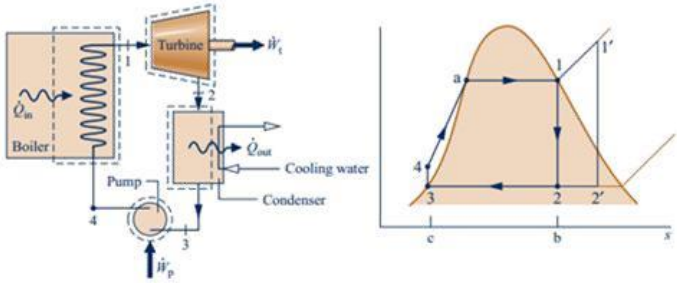
Pada bab ini berisi pernyataan akhir dari uraian dan penjelasan singkat hasil perhitungan dan analisis dari bab IV dalam tugas akhir ini.

BAB II
DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

2.1.1 Gambaran Umum PLTU

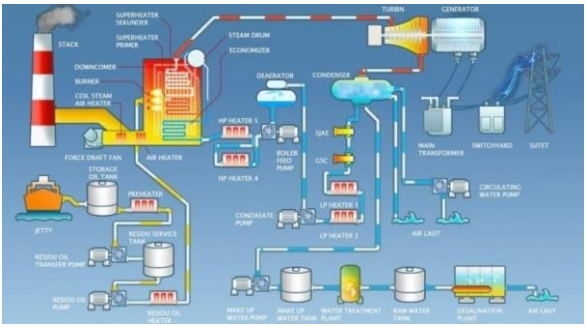
PLTU adalah salah satu sistem pembangkit yang mengkonversikan energi uap menjadi energi listrik melalui suatu mekanisme yang mengikuti siklus *Rankine*. Peralatan utama PLTU ini terdiri dari ketel uap (*boiler*), turbin, kondensor, dan *generator*. Air laut yang telah diolah sedemikian rupa menjadi air tawar oleh *desalination plant* dimasukkan ke dalam *boiler* dengan sistem evaporasi. PLTU dioperasikan dengan menggunakan bahan bakar minyak HSD (sebagai *starting boiler*) dan menggunakan bahan bakar residu atau bahan bakar gas (setelah unit *parallel* dengan jaringan atau saat unit telah memproduksi energi listrik). Berikut adalah gambaran siklus *Rankine* pada *power plant*.



Gambar 2.1. Siklus *Rankine* dan diagram T-s
(Reference 3)

Proses awal PLTU yaitu dimulai dari air laut yang dipompa ke desalination plant sehingga air laut mengalami proses desalinasi. Air laut berubah menjadi air tawar atau air murni yang sudah tidak memiliki kandungan mineral pada air tersebut. Kemudian air hasil desalinasi ditampung pada row water tank dan setelah itu berlanjut pada proses water treatment plan dan di tampung di make up water tank dan kemudian di alirkan ke hot

well yaitu bagian bawah dari condensor tempat penampungan air hasil kondensasi. Air tersebut siap di pompa oleh condensate pump dan di alirkan ke LP-HP Heater air dan masuk ke boiler untuk nantinya dipanaskan hingga menjadi steam (uap) panas. Dalam proses pemanasan air, PLTU menggunakan bahan bakar Gas dan Residual Oil (RO) untuk memanaskan air hingga menjadi uap, yang kemudian digunakan untuk memutar HP turbin dan selanjutnya uap di reheater sebelum masuk ke IP dan LP turbin. Setelah melalui tahapan tertentu (sinkronisasi dan pembebanan), energi listrik tersebut dapat didistribusikan ke konsumen.



Gambar 2.2 Skema PLTU Unit IV
(Reference 9)

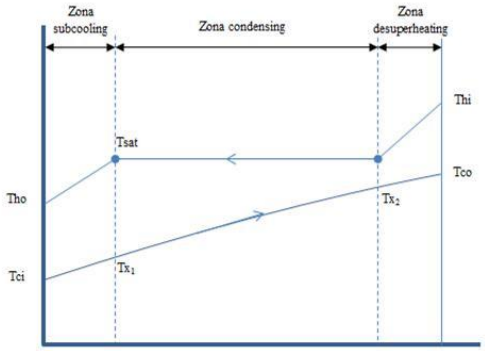
2.1.2 Pengertian Kondensor

Kondensor merupakan suatu *heat exchanger* yang berfungsi untuk mengubah fase fluida kerja dari fase *gas* ke fase cair. Dalam sistem pembangkit, kondensor berfungsi untuk mengubah *steam* yang berasal dari *low pressure turbine* menjadi air kondensat untuk disirkulasikan kembali sebagai air pengisi *boiler*. Hal ini dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari unit karena mampu menghemat air penambah (*make up water*).

Kondensor juga digunakan untuk menciptakan tekanan yang rendah (*vacuum*) pada sistem *exhaust turbine*. Dengan tekanan yang rendah maka uap yang berasal dari *low pressure turbine* akan dengan mudah mengalir munuju kondensor. Kevakuman

kondensor ini juga akan mempengaruhi tinggi rendahnya beban yang dihasilkan oleh turbin. Apabila vakum tinggi dengan jumlah energi masuk turbin yang sama akan didapat beban yang lebih tinggi. Namun tingkat kevakuman kondensor perlu dijaga karena jika terlalu rendah akan mengakibatkan terjadinya *back pressure* pada turbin sehingga menyebabkan *trip*. Jika kevakuman terlalu tinggi akan menyebabkan proses kondensasi menjadi tidak sempurna karena semakin kecil tekanan udara titik didih air juga akan menurun.

Terdapat tiga jenis zona pada kondensor, yakni *desuperheating zone, condensing zone* dan *subcooling zone*. *Desuperheating zone* merupakan daerah terjadinya penurunan temperature *steam* dari *superheated* menjadi *saturated* (uap jenuh). *Condensing zone* yang merupakan daerah terbesar pada kondensor merupakan daerah terjadinya perubahan fase dari uap menjadi cair dengan suhu tetap yakni pada suhu saturasinya. Sedangkan *subcooling zone* adalah daerah dimana terjadi penurunan suhu air kondensat dibawah temperatur saturasinya.



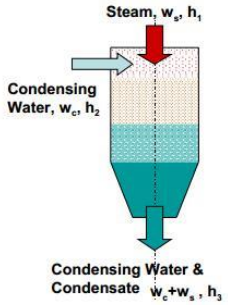
Gambar. 2.3 Grafik distribusi temperatur pada kondensor *(Reference 4)*

2.1.3 Klasifikasi Jenis Kondensor

Dilihat dari cara untuk mendinginkan *steam*, kondensor dibedakan menjadi dua jenis:

1. Direct Contact Condensor

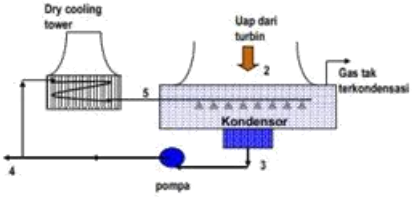
Pada direct contact condenser, fluida panas dan fluida dingin bercampur menjadi satu. Direct contact condenser biasa digunakan pada PLTP. Berikut adalah jenis direct contact condenser:



Gambar.2.4 *Direct Contact Condenser (Reference 4)*

a. Spray Condenser

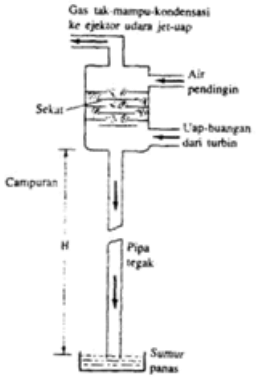
Digunakan untuk penggunaan dengan tekanan yang sangat rendah. Prinsip kerjanya yakni mencampur uap dan air pendingin yang disemprotkan dalam satu tabung sehingga terbentuk air kondensat yang mendekati fase saturasi. Air kondensat yang dihasilkan kemudian dipompakan kembali menuju *cooling tower* dan sebagian dikembalikan ke boiler sebagai *feed water*.



Gambar 2.5. *Spray Condenser (Reference 4)*

b. Barometric Condensor

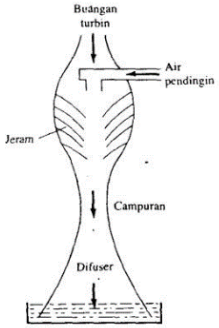
Mempunyai prinsip kerja yang sama dengan spray condenser namun bekerja tanpa membutuhkan pompa. Vacuum pada condenser pada jenis barometric berkat tinggi statis yang dimilikinya. Pada barometric condenser, air pendingin dibuat berkelok menuruni sejumlah baffle dalam bentuk tirai air dengan perbandingan luas terhadap volume sangat tinggi. Tail pipe menekan campuran sampai tekanan atmosfer pada hotwell berkat tinggi statisnya



Gambar 2.6 *Barometric Condenser (Reference 4)*

c. Jet Condenser

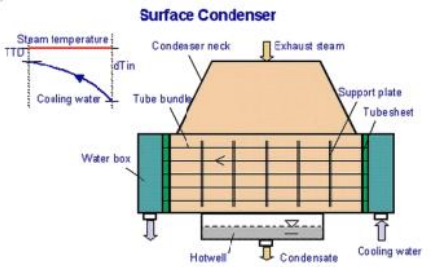
Pada jet condenser, digunakan diffuser sebagai pengganti tail pipe. Prinsip kerja diffuser sama dengan bagian divergen pada nozzle divergent-convergent pada aliran subsonic.Pada semua direct-contact condenser, gas-gas yang tidak terkondensasi harus dibuang, biasanya dengan steam-jet-air-ejector (SJAE)



Gambar 2.7 *Jet Condenser*
(Reference 4)

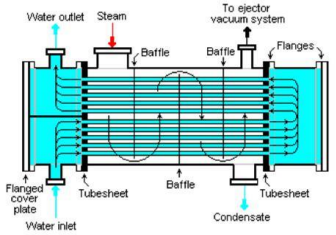
2. Indirect-Contact Condenser (Surface Condenser)
   Surface kondensor adalah jenis yang paling banyak digunakan pada power plant. Kondensor tipe ini biasanya berupa shell and tube heat exchanger. Pinsip kerja surface condenser adalah steam masuk ke dalam shell kondensor melalui steam inlet connection pada bagian atas kondensor. Steam kemudian bersinggungan dengan tube kondensor yang bertemperatur rendah sehingga temperatur steam turun dan terkondensasi, menghasilkan kondensat yang terkumpul pada hotwell. Temperatur rendah pada tube dijaga dengan cara mensirkulasikan air yang menyerap kalor dari steam pada proses kondensasi. Kalor yang dimaksud disini disebut kalor laten penguapan dan terkadang disebut juga kalor kondensasi (heat of condensation) dalam lingkup bahasan kondensor. Kondensat yang terkumpul di hotwell kemudian dipindahkan dari kondensor dengan menggunakan pompa kondensat ke exhaust kondensat. Menurut arah alitannya, surface condenser diklasifikasikan mejadi dua jenis yakni:

a. Single flow (aliran tunggal) satu arah
Kondensor dengan aliran tunggal atau juga disebut dengan satu laluan adalah kondensor yang air pendinginnya mengalir melalui semua tabung melalui satu ujung dan keluar dari ujung yang lain.



Gambar 2.8 Kondensor dengan aliran tunggal *(Reference 4)*

b. Double flow (aliran ganda)
Kondensor double flow disebut juga dengan kondensor dengan dua laluan. Pada kondensor dua laluan, air pendingin memasuki pipa melalui waterbox yang terbagi dua pada satu sisi, yakni sisi inlet dan outlet. Air pendingin kemudian memasuki separuh jumlah tube. Setelah air pendingin sampai pada waterbox pada sisi lain, maka air pendingin akan memasuki tube yang lain dan keluar melalui waterbox yang memiliki dua sisi.



Gambar 2.9 *Surface condenser (Reference 4)*

2.2 Analisis Termodinamika

Proses produksi energi listrik pada instalasi pembangkit listrik tenaga uap dapat disederhanakan seperti pada siklus rankine. Pada gambar 2.1 terdapat suatu siklus termodinamika yang menggambarkan konversi energi pada PLTU

Dari komponen-komponen utama yang ada dalam sistem PLTU, kondensor yang akan dianalisis. Pada bagian inlet steam kondensor mengalir fluida berupa uap dari LP *(low pressure turbine*) dan keluar pada sisi outlet steam kondensor berupa cair. Pada bagian *inlet sea water* mengalir fluida berupa air yang mengalir di dalam tube dan keluar pada sisi *outlet sea water* berupa cair yang bertemperatur lebih tinggi dari sisi *inlet sea water*. Maka didapatkan kesetimbangan energi yang terjadi pada kondensor.*(Reference 1, page 529)*

$Q_{hot} = Q_{cold}$

$\dot{m}_h \times h_{fg} = \dot{m}_c \times Cp \times \Delta T$

$\dot{m}_h \times h_{fg} = \dot{m}_c \times Cp \times (Tc_o - Tc_i)$ ..... (2.1)

2.2.1 Hukum Kekekalan Massa

Dalam suatu sistem pembangkit, tentunya memiliki komponen utama yang sangat kompleks apabila dilakukan analisis yang mendetail pada suatu massa yang teridentifikasi. Namun pada umumnya untuk mempermudah analisis, difokuskan pada suatu volume yang tetap di suatu ruang, dimana terdpat aliran fluida yang melaluinya. Analisis yang demikian disebut pendekatan sistem volume atur (*control volume*).

Prinsip dari Hukum Kekekalan massa pada suatu control volume yaitu perubahan waktu dari massa yang terkandung dalam suatu control volume sama dengan perubahan waktu dari aliran massa yang masuk pada waktu (t) dikurangi perubahan waktu dari aliran massa yang keluar pada waktu (t). *(Reference 8, page 121)*

$\frac{dmcv}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e$ ..... (2.2)

Keterangan :

$\frac{dmcv}{dt}$= perubahan laju aliran massa per satuan waktu (kg/s)

$\dot{m}_i$ = laju aliran massa yang masuk (kg/s)
$\dot{m}_e$ = laju aliran massa yang keluar (kg/s)

Kondisi steady merupakan kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berjalannya waktu. Untuk mempermudah perhitungan diasumsikan bahwa control volume dalam keadaan steady. Salah satu kondisi yang steady ini meliputi aliran massa, sehingga sesuai dengan hukum kekekalan massa $\frac{dm}{dt}$ dimana = 0
maka persamaannya menjadi: *(Reference 8, page 125)*
$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}$ ..... (2.3)

merupakan sisi masuk dan *out* merupakan sisi keluar. Dari Persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa :
$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ ..... (2.4)

Mass flow rate ($\dot{m}$) yang masuk dan keluar pada suatu *control volume* dapat menghasilkan *properties* di daerah tertentu dengan memperhatikan banyaknya fluida yang mengalir dengan kecepatan relatif (V_n) sepanjang luasan area (dA) pada interval waktu tertentu. Apabila dikalikan dengan density (ρ) makan akan memberikan hasil berupa sejumlah massa melewati luasan tertentu (Δt). *(Reference 8, page 123)*
$\dot{m}\Delta t = \rho\ (V_n\, \Delta t\ )\ dA$ ..... (2.5)
Keterangan :
$\dot{m}$ = laju aliran massa (kg/s)
Δt = perubahan waktu (s)
ρ = massa jenis aliran (kg/m^3)
V_n = kecepatan relatif aliran (m/s)
dA = luasan (m^2)

Jika dibagi dengan Δt dan mengambil harga limitnya dengan Δt mendekati nol, maka laju aliran massa sesaat yang melintasi luasan *dA* adalah : *(Reference 8, page 125)*
$mdA \lim_{\Delta t \to 0} \left(\frac{\Delta m}{\Delta t}\right) = \rho\ V_n\ dA$ ..... (2.6)

Persamaan di atas dapat diapalikasikan pada sisi masuk dan sisi keluar untuk menghitung besarnya laju aliran massa yang memasuki dan keluar dari volume atur.

2.3 Energi Konsiderasi

2.3.1 *Energi Balance*

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas/kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Pada suatu *control volume* keluar masuknya energi dan materi. Pada sistem tertutup, hanya terdapat dua energi yang keluar masuknya energi dan materi. Pada sistem tertutup, hanya terdapat dua energi yang berpengaruh yaitu kalor pada suatu boundary dan kerja yang dikenakan pada control volume tersebut. Sehingga Hukum Pertama Termodinamika yaitu: *(Reference 8, page 48)*

$\Delta E_{st}^{tot} = Q - W$ ..... (2.7)

Keterangan :

ΔE_{st}^{tot} = perubahan pada energi total yang tersimpan di dalan sistem

Q = kalor yang dipindahkan terhadap suatu sistem

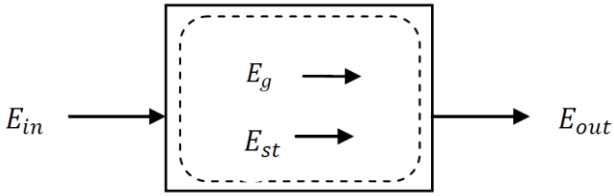
W = kerja yang dikenakan oleh sistem

Apabila persamaan di atas menjadi energi persatuan waktu, maka akan menjadi : *(Reference 8, page 49)*

$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$ ..... (2.8)

Penjumlahan dari energi thermal dan energi mekanis tidak mampu dikonversikan, karena akan menjadi bentuk energi lain. Oleh karena itu, hukum termodinamika pertama yang sesuai untuk analisis perpindahan panas adalah:

Laju energi thermal dan energi mekanis yang disimpan dalam volume atur sama dengan Laju energi thermal dan energi mekanis yang masuk ke dalam volume atur dikurangi dengan laju thermal dan mekanis yang keluar dari volume atur dan ditambah dengan Laju energi thermal dan energi mekanis yang dibangkitkan dalam volume atur.



Gambar 2.10 Konservasi Energi pada Volume Atur
(Reference 7, page 13)

$\Delta E_{st} = E_{in} - E_{out} + E_g$ ..... (2.9)

Identifikasi energi pada gambar 2.7 ini terdiri dari energi masuk (E_{in}) dan energi keluar (E_{out}) dari volume aur serta energi yang dibangkitkan (E_g) dan energi yang tersimpan (E_{st}) di dalam volume atur.

Hukum pertama termodinamika merupakan energi total yang terdiri dari energi kinetik (KE $=\frac{1}{2}mV^2$), energi potensial (PE = mgz), dan energi dalam (U). Dalam mempelajari perpindahan panas, energi dalam dapat dibagi menjadi energi thermal dan energi mekanis. Sehingga persamaan menjadi : *(Reference 8, page 129)*

$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W} + \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right)$..(2.10)

Karena kerja selalu dilakukan oleh suatu volume atur, maka $\dot{W}$ dapat dipisahkan menjadi dua, yaitu kerja yang berhubungan dengan tekanan fluida, sedangkan yang kedua dinyatakan dalam $\dot{W}_{cv}$ termasuk semua pengaruh kerja lainnya. Sementara laju perpindahan energi melalui kerja dapat dinyatakan sebagai perkalian antara gaya dengan kecepatan titik dimana gaya tersebut bekerja. Dengan demikian, maka laju dimana kerja dilakukan pada sisi keluar oleh gaya normal yang disebabkan oleh tekanan adalah perkalian antara gaya normal tersebut pA dengan kecepatan aliran fluida V. *(Reference 8, page 130)*

$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + p \times A \times V$ ..... (2.11)

Dengan $AV = \dot{m}v$, maka persamaan 2.10 dapat ditulis

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}\left(u_t + pv + \frac{V^2}{2} + gz\right)_{in} - \left(u_t + pv + \frac{V^2}{2} + gz\right)_{out} \quad \text{..... (2.12)}$$

Penjumlahan dari energi dalam dan pv per satuan massa dapat diganti oleh enthalpy per satuan massa. *(Reference 8, page 83)*

$h = ut + pv$ ..... (2.13)

Keterangan :

ut = energi dalam (kJ/kg)
p = tekanan (N/m^2)
v = volume spesifik (m^3/kg)
V = kecepatan (m/s)
G = percepatan gravitasi (m/s^2)
z = ketinggian (m)
$\dot{Q}$ = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)
$\dot{W}$ = kerja yang dikenakan per satuan waktu (kW)
h = enthalpy (kJ/kg)

Pada umumnya pada sistem terbuka, perubahan kalor laten antara aliran masuk dan keluar dapat diabaikan, jadi energi thermal berkurang hanya pada komponen sensible. Jika fluida mendekati keadaan gas ideal dengan *constant specific heats* (C_p), perbedaan enthalpy per satuan massa antara aliran masuk dan keluar dapat ditulis: *(Reference 7, page 16)*

$(h_{in} - h_{out}) = C_p \times (T_{out} - T_{in})$ ..... (2.14)

Dengan asumsi *steady state*, maka tidak ada perubahan panas energi laten dan tidak $\dot{W}_{cv}$ ada ataupun *mechanical energy*, serta $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ sehingga persamaan (2.14) dapat ditulis menjadi : *(Reference 7, page 17)*

$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$ ..... (2.15)

Ketrangan :

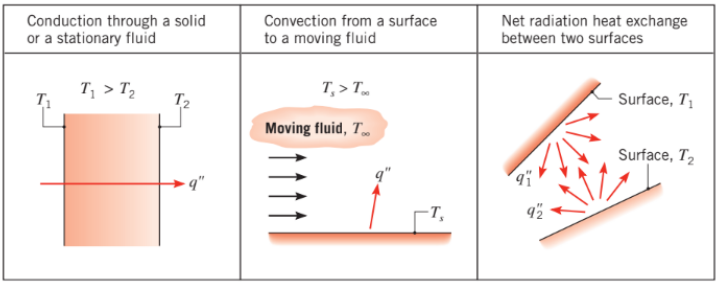
$\dot{Q}$ = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)
$\dot{m}$ = laju aliran massa (kg/s)
C_p = Spesifik Heat (kJ/kg.K)

T_{out} = Temeperatur keluar (K)
T_{in} = Temeperatur masuk (K)

2.4 Perpindahan Panas

2.4.1 Dasar Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas/kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Perpindahan panas adalah suatu enrgi thermal yang di transferkan ke suatu ruang yang memiliki perbedaan temperatur. Perhitungan laju perpindahan panas memerlukan perhitungan total area permukaan yang dikenai panas. Oleh karena itu diperlukan data temperatur fluida yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total, dan data-data lain yang mendukung. Data-data tersebut mampu dicari dengan menggunakan keseimbangan energi antara fluida panas dan fluida dingin dengan mengabaikan perpindahan panas yang terjadi ke lingkungan, perubahan energi kinetik dan potensial. Selain itu fluida dianggap steady flow.



Gambar 2.11 Perpindahan panas konduksi,konveksi dan radiasi *(Reference 6, page 2)*

2.4.2 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi adalah perpindahan panas yang bergantung terhadap aktivitas pada level atom molekuler. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut.Untuk menghitung laju perpindahan panas secara konduksi satu dimensi

pada dinding datar, dikenal dengan hukum *Fourier* yaitu : *(Reference 7, page 4)*

$$q_x = -kA\frac{dT}{dx} \quad \text{..... (2.16)}$$

Keterangan:

qx = Laju Perpindahan Panas kearah sumbu x positif(W)

K = Konduktivitas Panas (W/mK) adalah karakteristik individu material dinding

A = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas(m^2)

$\frac{dT}{dx}$ = Gradient Temperatur

Tanda minus merupakan konsekuensi bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah

2.4.3 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi antara permukaan zat dengan fluida yang bergerak dimana antara keduanya terdapat perbedaan temperatur. Perpindahan panas konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Selain itu konveksi dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida disebabkan oleh faktor eksternal seperti: pompa, *fan/blower*, maka disebut konveksi paksa. Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida, maka disebut konveksi bebas atau alami.Untuk menghitung laju perpindahan panas konveksi dapat menggukanan sebuah persamaan yang dikenal dengan *Newton's law of Cooling* yaitu : *(Reference 7, page 8)*

$$q" = h\,(T_s - T_\infty) \quad \text{..... (2.17)}$$

Keterangan :

q = Laju Perpindahan Panas (Watt)

h = Koefisien Konveksi (konduktansi film) (W/m^3K)

A = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas(m^2)

T_s = Temperatur Permukaan Padat (K)

T_∞ = Temperatur Rata-Rata Fluida (K)

2.4.4 Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi adalah perpindahan panas yang terjadi pada suatu permukaan material yang berbeda temperatur dimana masing-masing zat memancarkan hasil perubahan konfigurasi elektron dari atom atau molekul didalamnya. Energi yang berupa panas ini dipindahkan oleh gelombang elektromagnetik (atau foton). Jadi perpindahan panas radiasi tidak memerlukan media seperti konveksi dan konduksi. Perpindahan panas radiasi akan lebih efektif jika terjadi pada ruang vakum.

Fluks pancaran panas radiasi maksimum dari suatu permukaan dihitung berdasarkan hukum *Stefan-Boltzmann* yaitu:

(Reference 7, page 9)

$q'' = \sigma T_s^4$ ..... (2.18)

Q fluks yang dipancarkan oleh permukaan yang sebenarnya kurang dari T_s pada temperatur yang sama dengan persamaan : *(Reference 7, page 9)*

$q'' = \varepsilon\sigma T_s^4$ ..... (2.19)

Dimana ε adalah properti dari permukaan yang disebut emiisivitas dengan nilai $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Keterangan :

ε = Emisifitas

q'' = Fluks pancaran panas radiasi (W/m^2)

σ = Konstanta *Stefan-Boltzmann* ($5{,}67 \times 10^{-8}$ W/m^2K^4)

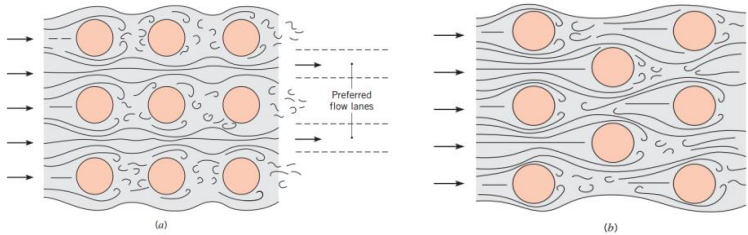
T_s = Temperatur Permukaan (K)

2.4.5 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

a. Zona *Desuperheating* dan *Subcool*

Steam masuk ke dalam kondensor masih dalam keadaan uap. Pada keadaan ini di dalam kondensor diebut zona de*superheat*. Setelah iti steam akan terkondensasi menjadi cair yang disebut zona condensing. Setelah melewati zona *condensing*, steam yang terkondensasi melewati zona cair sempurna atau zona *subcool*. Pada perpindahan panas di shell susunan *tube* sangat

berpengaruh pada koeisien perpindahan panas secara konveksi. Ada dua jenis susunan *tube* pada *heat exchanger*, yaitu susunan *aligned* dan *staggered*. Susunan *tube staggered* memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2.12 Aliran Fluida melintasi (a) Aligned Tube dan (b) Staggered Tube *(Reference 7, page 470)*

Jenis aliran dapat diketahui dengan mengetahui R_{eD}:
(Reference 1, page 392)

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{max} \times \mathrm{d}}{\mu} \quad \text{..... (2.20)}$$

Keterangan :
Re_D = Reynold Number
ρ = massa jenis aliran (kg/m^2)
$V_{\max}$ = kecepatan maksimum aliran (m/s)
d = diameter luar pipa (m)
μ = viskositas absolut (Ns/m^2)
Dimana $V_{\max}$ terjadi di A1 dapat dicari dengan cara :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V \quad \text{..... (2.21)}$$

Dengan syarat → $2(S_D - D) < (S_T - D)$
Jika $V_{\max}$ terjadi d A2 :

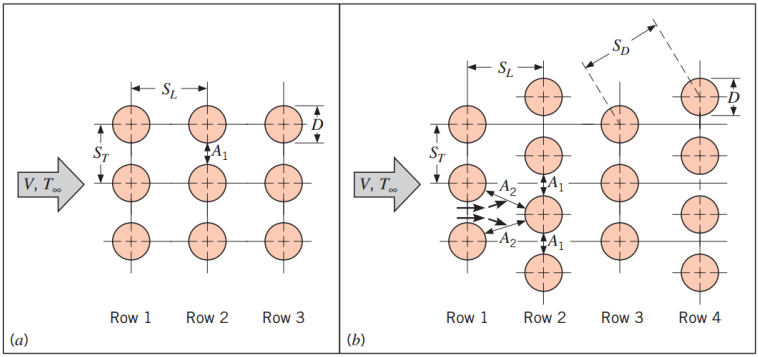
$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \times V \quad \text{..... (2.22)}$$

Dengan syarat ($S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2\right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$

Untuk mencari kecepatan (V)

$$\dot{m} = \rho \times V \times A$$
$$\dot{m} = \rho \times V \times (N_T S_T L)$$
$$V = \frac{V}{\rho (NT\ ST\ L)} \quad \text{..... (2.23)}$$

Sedangkan syarat-syarat tersebut dapat dilihat pada susunan tube berikut :



Gambar 2.13 Susunan Tube (a) Aligned (b) Stageered
(Reference 7, page 469)

Setelah menemukan harga R_{eD} maka dapat diketahui *prandtl number* , sehingga mampu menghitung *nusselt number.*
(Reference 7, page 469)

$$Nu_D = C_1\, Re_D{}^m\, P_r^{0,36} \left(\frac{P_r}{P_{rs}}\right)^{1/4} \quad \text{..... (2.24)}$$

Keterangan :
Nu_D = *nusselt number*
P_r = *prandtl number*
P_{rs} = *prandtl number* pada bagian *surface*

Dengan syarat $\begin{bmatrix} N_L > 20 \\ 0{,}7 < P_r < 500 \\ 1000 < Re_{D\ max} < 2 \times 10^6 \end{bmatrix}$

Atau $Nu_D = 1{,}33\, C_1 {R_{eD\,max}}^m P_r^{1/3}$ ..... (2.25)

Dimana harga C_1 dan m dapat dilihat dari tabel dibawah ini :

Tabel 2.1 Constants for the tube bank in cross flow *(Reference 7, page 470)*

Configuration	$Re_{D,\max}$	C_1	m
Aligned	$10–10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10–10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2–10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2–10^3$		
Aligned $(S_T/S_L > 0.7)^a$	$10^3–2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered $(S_T/S_L < 2)$	$10^3–2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered $(S_T/S_L > 2)$	$10^3–2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5–2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5–2 \times 10^6$	0.022	0.84

[a]For $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Setelah itu dapat dihitung nilai koefisien konveksi perpindahan panasnya yaitu : *(Reference 7, page 470)*

$h_o = \frac{Nu_D \times k}{D}$ ..... (2.26)

Keterangan:

h_o = koefisien konveksi (W/m^{2}K)

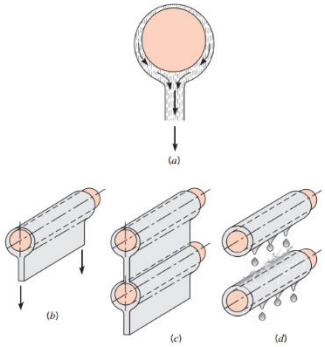
k = konduktivitas thermal (W/mK)

D = diameter pipa (m)

2.4.6 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi

Zona condensing merupakan daerah yang terdapat di dalam kondensor, daerah ini merupakan tempat terjadinya perubahan fase dari uap jenuh ke cair jenuh. Perpindahan panas pada daerah

condensing dapat dianalisis berdasarkan lapisan kondensasi pada sistem radial pada horizontal *tube*.



Gambar 2.14 Film Condensation in Radial System
(Reference 4, page 684)

Pada prinsipnya, kondensasi yang terjadi di dalam kondensor dibagi menjadi dua jenis, yaitu:

a) Dropwise Condensation

Pada kondensasi jenis ini, kondensat berbentuk bintik embun yang kemudian karena gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri, bintik embun tersebut jatuh menetes secara terus menerus. *Dropwase condensation* hanya terjadi pada permukaan yang licin.

b) Film Condensation

Pada kondensasi jenis ini, kondensasi berbentuk lapisan tipis yang menyelubungi dinding pipa yang semakin lama semakin tebal. Pengaruh gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri menyebabkan lapisan tipis tersebit jatuh kebawah berupa kondensat.

Sebenarnya pengembunan yang diharapkan terjadi pada suatu kondensor adalah jenis dropwise condensation. Hal ini dikarenakan dalam kondensasi *dropwise* dinding pipa tidak diselubungi oleh bintik embun, sehingga uap dapat berkontak langsung dengan pipa pendingin secara kontinyu. Dengan

demikian koefisien perpindahan panas yang terjadi mempunyai harga yang besar.

Akan tetapi, selama proses pengembunan berlangsung tidak dapat dipastikan secara tepat jenis kondensasi yang terjadi. Namun, hampir selalu dipastikan bahwa kondensasi yang terjadi adalah jenis *film condensation*. Hal ini disebabkan karena kondensasi tetes hanya terjadi pada permukaan yang benar-benar licin.

Koefisien perpindahan panas kondensasi film di luar pipa horizontal, dihitung dengan persamaan: *(Reference 7, page 684)*

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_D\, D}{k_l} = C\left(\frac{g\times\rho l\times(\rho l-\rho v)\times Do^3\times h'_{fg}}{k_l\times\mu_l\times(T_{sat}-T_s)}\right)^{1/4} \quad \text{..... (2.27)}$$

Keterangan :

$\overline{Nu_D}$ = nusselt number rata-rata
g = percepatan gravitasi (m/s^2)
ρl = massa jenis air kondensat pada temperatur film (kg/m^3)
ρv = massa jenis *steam* (kg/m^3)
Do = diameter luar (m)
$h'fg$ = kalor laten penguapan (J/kg)
kl = konduktivitas thermal air kondensat pada temperatur film (W/m^{2}K)
μl = viskositas absolute air kondensat pada temperatur film (Ns/m^2)
T_{sat} = temperatur saturasi (K)
T_s = temperatur surface (K)

Dengan C=0,826 untuk *sphere* dan 0,729 untuk *tube*. Penggunaan persamaan ini, semua properties liquid didapatkan dari temperatur film $T_f = \frac{T_{sat}+T_s}{2}$, sedangkan massa jenis untuk vapor ρv dan kalor laten dari penguapan hfg didapatkan dari $Tsat$.

Untuk *tube* yang disusun bertingkat secara horizontal tanpa fin dengan banyak *tube* adalah N, maka koefisien rata-ratanya adalah : *(Reference 7, page 678)*

$\bar{h}_{D,N} = \bar{h}_{D,N}\, N^n$ ..... (2.28)

$\bar{h}_D$ merupakan koefisien heat transfer untuk bagian atas *tube*. Analisis *Nusselt number* dapat ditingkatkan dengan menghitung ketebalan lapisan *film tube* dengan nilai n $= -1/4$ atau n $= -1/6$. Namun nilai empiris dari n $= -1/6$ lebih tepat digunakan dalam perhitungan.

Sedangkan untuk harga $h'fg$ dapat dicari dengan menggunakan *Jacob number*, yaitu : *(Reference 7, page 682)*

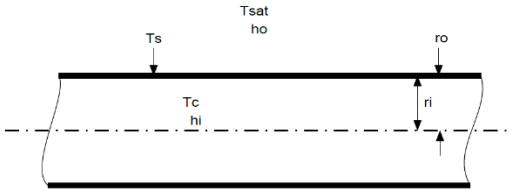
Jacob number (Ja) = $\frac{C_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$ ..... (2.29)

$h'fg = hfg\,(1 + 0{,}68\,Ja)$ ..... (2.30)

2.4.7 Temperatur Dinding Pipa

Sebelum melakukan perhitungan koefisien perpindahan panas kondensasi, perlu diketahui terlebih dahulu temperatur dinding pipa yaitu dengan cara iterasi.

Harga koefisien perpindahan panas kondensasi dapat diketahui berdasarkan temperatur dinding perkiraan. Maka selanjutnya dilakukan perhitungan temperatur dinding pipa berdasarkan harga koefisien perpindahan panas kondensasi tadi. Kemudian harga temperatur dinding pipa hasil perhitungan dibandingkan dengan temperatur dinding pipa asumsi. Dari hasil perbandingan tersebut, didapatkan seberapa besar penyimpangan yang terjadi.



Gambar 2.15 Distribusi Temperatur Dinding Pipa *(Reference 2, page 711)*

Beda temperatur yang bersilangan pada dinding pipa T_c sampai T_s diabaikan dan dianggap temperatur seluruh pipa sebagai temperatur luar dinding pipa T_{sat}.*(Reference 2, page 712)*

$$q" = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{T_{sat} - T_c}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_c}{R_i} \quad \text{..... (2.31)}$$

$$\frac{T_{sat} - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} \quad \text{..... (2.32)}$$

Temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan : *(Reference 2, page 712)*

$$T_s = T_c + \frac{h_o}{h_o + h_i \frac{D_i}{D_o}} (T_{sat} - T_c) \quad \text{..... (2.33)}$$

Lambang i menunjukkan di dalam pipa dan o menunjukkan di luar pipa.

Keterangan:

Ts = Temperatur dinding pipa (K)
$Tsat$ = Temperatur Uap Buang Turbin (K)
Tc = Temperatur Air Pendingin (K)
ho = Koefisien Film Kondensasi (W/m^{2}K)
hi = Koefisien Konveksi Paksa Aliran Dalam Pipa (W/m^{2}K)

2.4.8 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Pipa

a. Aliran Laminar

Aliran ini terjadi apabila nilai $Re_D < 2300$. Paada saat aliran internal *cisrcular tube* dengan karakteristik *uniform surface het flux dan laminar fully develop condition, nusselt number* nya konstan dan tidak bergantung pada *(Reference 7, page 538-539)*

Re_D , P_r , dan *axial location.*

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4{,}36 \text{ (q" konstan)} \quad \text{..... (2.34)}$$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3{,}66 \text{ (T_s konstan)} \quad \text{..... (2.35)}$$

b. Aliran Turbulen

Aliran ini terjadi apabila nilai $R_{eD} > 2300$. Untuk menghitung *nusselt number* nya dapat menggunakan persamaan *Dittus-Boilter*. Dengan adanya perbedaan temperatur T_s dan T_m menjadikan salah satu faktor proses *heating* atau *cooling*. *(Reference 7, page 544)*

$$Nu_D = 0{,}023\, R_{eD}^{\frac{4}{5}}\, P_r^{\,n} \quad \text{..... (2.36)}$$

$$\begin{bmatrix} 0{,}6 \le P_r \le 160 \\ Re_D \ge 10000 \\ \frac{L}{D} \ge 10 \end{bmatrix}$$

Dimana n = 0,4 untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dab n = 0,3 untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$).

2.4.9 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas atau koefisen perpindahan panas gabungan yang meliputi seluruh koefisien yang ada mulai dari fluida dingin sampai ke fluida panas, termasuk juga adanya faktor kerak (*fouling fact*or) yang mungkin terjadi setelah pesawat digunakan. Untuk *heat exchanger* tipe tubular tanpa fin, *overall heat transfer* dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Persamaan umum untuk menghitung *overall heat transfer coefficient* adalah: *(Reference 6, page 600)*

$$\frac{1}{UA} = R_{tot} \quad \text{..... (2.37)}$$

Dalam permasalahan yang lebih kompleks, tahanan thermal melibatkan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder, dan tahanan konveksi aliran aliran di luar silinder, sehingga dapat ditulis dengan persamaan berikut: *(Reference 6, page 601)*

$$R_{tot} = \frac{1}{h_o 2\pi r_o L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} \quad \text{..... (2.38)}$$

Dari persamaan diatas dapat didapatkan pula persamaan untuk *overall heat transfer coefficient* yaitu: *(Reference 6,page 602)*

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o}+\frac{r_o}{k}\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)+\left(\frac{r_o}{r_i}\right)\frac{1}{h_i}} \quad \text{..... (2.39)}$$

Jika memperhitungkan *fouling factor* (kerak) persamaan menjadi : *(Reference 6,page 602)*

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o}+R''_{f,o}+\frac{r_o}{k}\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)+R''_{f,i}+\left(\frac{r_o}{r_i}\right)\frac{1}{h_i}} \quad \text{..... (2.40)}$$

Keterangan:

U = *overall heat transfer coefficient* (W/mk)
ho = koefisien konveksi di luar *tube* (W/m^{2}K)
hi = koefisien konveksi di dalam *tube* (W/m^{2}K)
ro = jari-jari luar *tube* (m)
ri = jari-jari dalam *tube* (m)
k = konduktivitas thermal (W/mk)
$R''_{f,o}$ = *fouling factor* di luar *tube* (m^{2}K/W)
$R''_{f,i}$ = *fouling factor* di dalam *tube* (m^{2}K/W)

2.4.10 Log Mean Temperature Difference

Metode LMTD adalah metode untuk menegetahui laju perpindahan panas dengan asumsi perpindahan panas antara pesawat dan lingkungannya diabaikan. Laju perpindahan panasnya adalah : *(Reference 7, page 711)*

$q = U \times A \times \Delta T_{LM}$ ..... (2.41)

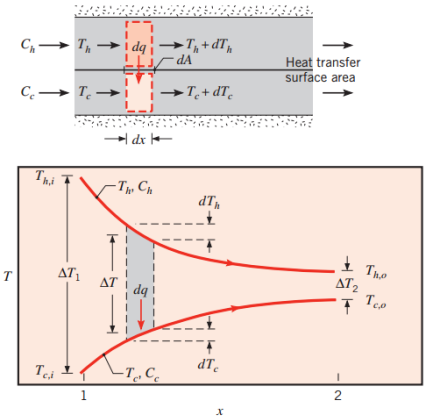
q = laju perpindahan panas (W)
U = *overall heat transfer coefficient* (W/m^{2}K)
A = luasan bidang (m^2)
ΔT_{LM} = perbedaan temperatur rata-rata (K)
Dimana : *(Reference 7, page 714)*

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{..... (2.42)}$$

Untuk menentukan LMTD, maka harus ditentukan jenis alirannya terlebih dahulu. Berdasarkan arah alirannya *heat exchanger* dikelompokkan menjadi :

a. Tipe Aliran Paralel

Distribusi temperatur yang terjadi pada *heat exchanger* aliran parallel adalah sebagai berikut :



Gambar 2.16 Aliran Paralel
(Reference 7, page 712)

Dari gambar di atas, dapat kita lihat bahwa untuk aliran parallel : *(Reference 7, page 712)*

$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$ ..... (2.43)

$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$ ..... (2.44)

Keterangan:

$T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas (K)

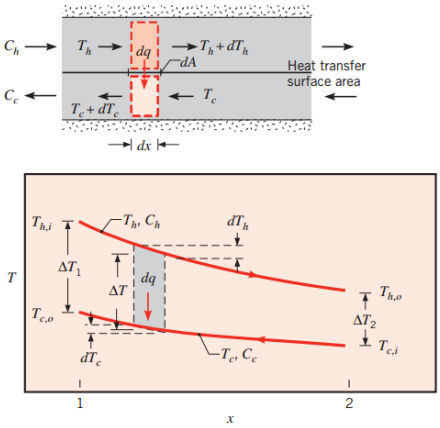
$T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas (K)

$T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin (K)

$T_{c,o}$ = temperatur keluar fluida dingin (K)

b. Tipe Aliran Berlainan Arah (*Counter Flow*)

Dalam *counter flow*, hanya berbeda pada ΔT1 dan ΔT2 yang disebabkan arah aliran yang berbeda. Perbedaan ini disebabkan oleh aliran yang berlawanan.



Gambar 2.17 Counter Flow
(Reference 7, page 714)

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \text{..... (2.45)}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad \text{..... (2.46)}$$

(Reference 4, page 712)

c. Tipe Aliran Multipass dan Aliran Silang

Tipe *heat exchanger* ini sangat kompleks sehingga memerlukan faktor koreksi agar mampu mendapatkan keakuratan hasil perhitungan. Oleh karena itu digunakan faktor koreksi pada log mean temperature difference (LMTD), yaitu: *(Reference 6, page 606)*

$$\Delta T_{LM} = F \Delta T_{lm,CF} \quad \text{..... (2.47)}$$

Nilai F merupakan faktor koreksi terhadap ΔT_{LM} akibat jumalah *tube passes* pada sisi *shell*. F merupakan fungsi dari temperatur kedua fluida. Dengan menghitung variabl P dan R, maka akan didapat nilai F dari grafik LMTD *correction factor*.

2.4.11 Metode NTU (Number of Transfer Unit)

Pengecekan terhadap performa kondensor yang telah diketahui jenis, tipe, dan ukurannya dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Effektivness*-NTU. *Effektivness* (ε) adalah rasio perbandingan antara laju perpindahan aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu *heat exchanger*. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0<\varepsilon<1$. Sehingga untuk semua *heat exchanger effektiveness* dinyatakan dalam : *(Reference 7, page 723)*

$$\varepsilon = f\left[NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right] \quad \text{..... (2.48)}$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad \text{..... (2.49)}$$

Dimana

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{..... (2.50)}$$

Dengan C_{min} diperoleh dari nilai terkecil antara C_c dan C_h

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{pc} \quad \text{..... (2.51)}$$

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \quad \text{..... (2.52)}$$

Keterangan:

Cc = *heat capacity rate* fluida dingin (W/K)
Ch = *heat capacity rate* fluida panas (W/K)
$\dot{m}c$ = laju aliran massa fluida dingin (kg/s)
$\dot{m}h$ = laju aliran massa fluida panas (kg/s)
c_{pc} = kalor spesifik fluida dingin (J/kgK)
c_{ph} = kalor spesifik fluida panas (J/kgK)

Dengan C_{min} dapat berupa C_h (*hot*) atau C_c (*cold*) dimana diantara keduanya memiliki nilai yang lebih kecil. Sedangkan *Number of Transfer Unit* (NTU) adalah bilangan tak berdimensi yang secara luas digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*. Persamaan dari NTU yaitu sebagai berikut: *(Reference 7, page 723)*

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad \text{..... (2.53)}$$

Karena tipe kondensor *shell and tube* dengan *two passes*, maka :

$$\varepsilon = 2\left\{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1+exp\left[-(NTU)_1(1+C_r^2\right]^{\frac{1}{2}}}{1-exp\left[-(NTU)_1(1+C_r^2\right]^{\frac{1}{2}}}\right\}^{-1} \quad . \quad (2.54)$$

C_r adalah rasio kapasitas panas yag mempunyai range nilai $0 \leq C_r \leq 1$. C_r dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2.55)$$

BAB III
METODOLOGI

Untuk dapat menganalisis laju perpindahan panas dan effektivitas kondensor unit IV PLTU PT PJB UP Gresik, maka diperlukan metode analitis dan matematis. Pada bab ini akan dibahas mengenai metodelogi dalam penyusunan laporan tugas akhir sebagai berikut :

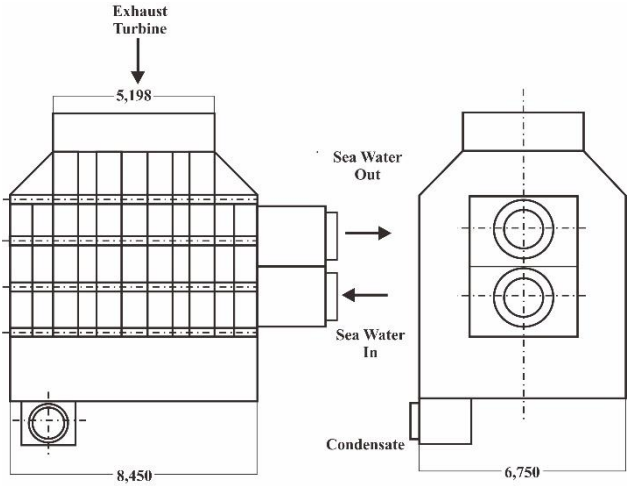
3.1. Studi Literatur

Studi literature merupakan pengkajian untuk mendapat topik tugas akhir sebelum melakukan observasi lapangan. Pada tahapan ini penulis mencoba memahami permasalahan pengaruh tingkat kevakuman kondensor dengan laju perpindahan panas dan effektivitas. Dengan studi literatur ini, penulis dapat mencari kemungkinan yang terjadi sehingga diketahui dugaan awal bagaimana pengaruh permasalahan itu bisa terjadi sehingga dapat menyusun hipotesa. Studi literatur ini dilakukan pada perpustakaan, *control room*, diskusi dengan mentor, dosen pembimbing, serta pihak lapangan. Untuk menambah referensi, media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

3.2. Pengambilan Data dan Survei Lapangan

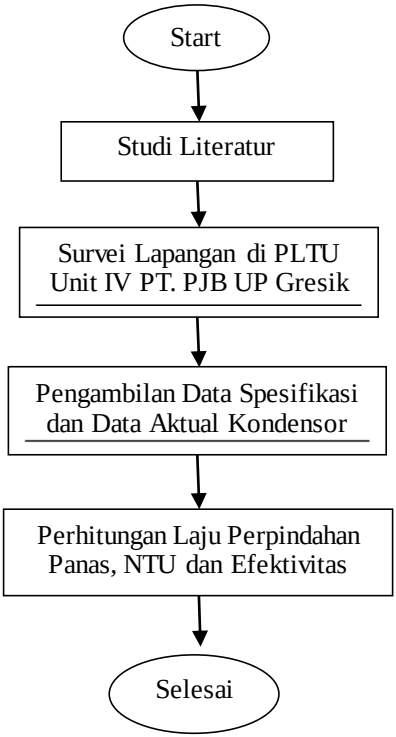
Dalam perhitungan laju perpindahan panas dan efektivitas pada suatu unit, penulis membutuhkan data-data tertentu baik secara teoritis maupun aktual, sehingga mampu menghasilkan perhitungan yang sesuai dan akurat. Data yang diperoleh antara lain berupa spesifikasi kondensor, desain kondensor, data *properties* aktual dari lokal dan *control room*, serta bagian perencanaan dan pengendalian (Rendal) operasional. Dengan spesifikasi desain kondensor adalah *divided waterbox*, tipe *horizontal*, dan *surface type*. Akan tetapi sebelum data itu diambil diperlukan persiapan terlebih dahulu untuk merancang suatu pengumpulan data. Langkah awal yaitu observasi lapangan terlebih dahulu, sehingga kita mampu mengetahui data apa saja yang diperlukan dan dimana kita mampu mendapatkan data tersebut. Kemudian setelah itu, baru

dilakukan wawancara dan diskusi dengan para mentor dan pihak-pihak yang mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan. Sedangkan beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah-langkah perhitungan yang diambil dari *textbook "Fundamental Engineering of Thermodynamics", Michel J. Moran dan Howard N. Saphiro* serta sumber-sumber lainnya.



Gambar 3.1 Sketsa Kondensor PLTU Unit IV PT PJB Up Gresik

3.2.1 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir



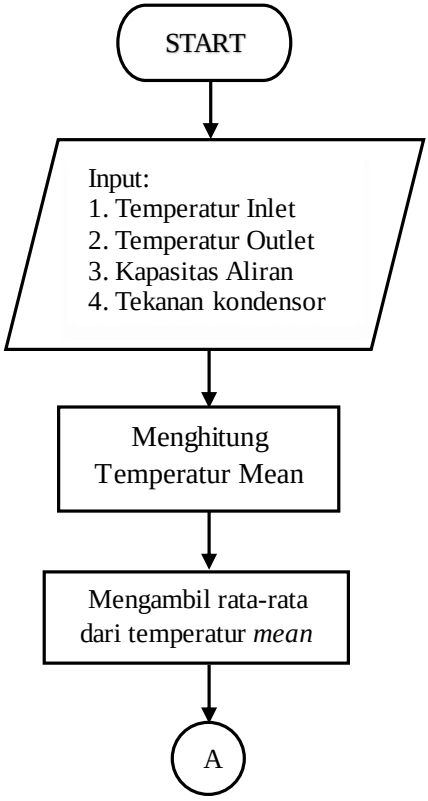
Gambar 3.2 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir

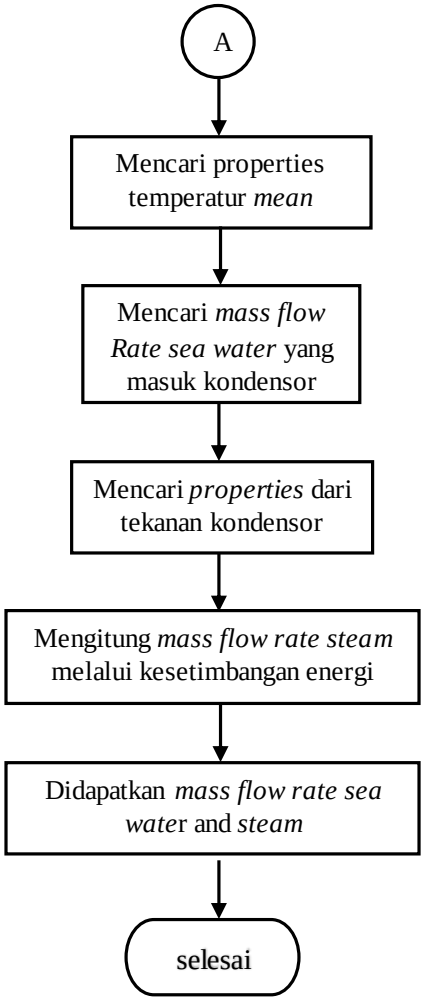
3.3 Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

Pada sisi *tube*, input data yang diperlukan adalah temperatur air laut yang masuk, keluar kondensor dan kapasitas aliran air laut serta tekanan pada kondensor. Temperatur air laut yang berubah - ubah tergantung dengan keadaan alam, membuat keadaan perpindahan panas kondensor sangat berfluktuasi. Oleh karena itu, untuk mengetahui laju perpindahan panas dan effektivitas, maka temperatur air laut dianggap konstan.

selanjutnya adalah mencari data *properties* untuk aliran di dalam *tube*. Dari data tekanan pada kondensor didapatkan *properties* untuk menghitung aliran *steam* yang masuk ke dalam kondensor dengan menggunakan kesetimbangan energi.

3.3.1 Flow Chart Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*





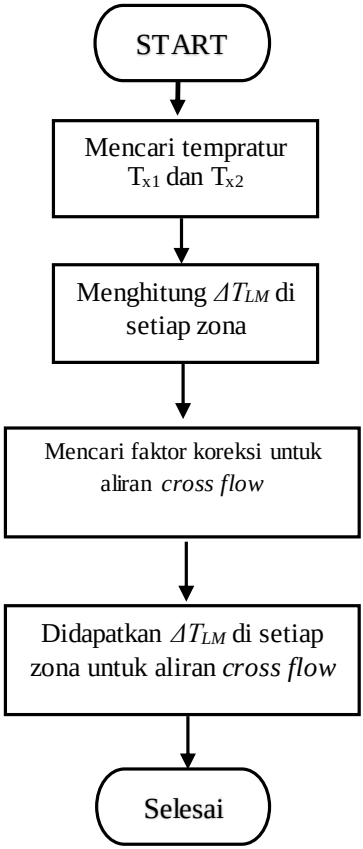
Gambar 3.3 Flow Chart Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

3.4 Analisis Perpindahan Panas

3.4.1 ΔT_{LM} di zona condensing

Mencari temperatur di zona kondensor, kemudian mencari ΔT_{LM} di zona condensing dengan metode LMTD (*Log Mean Temeperature Difference).*

3.4.1.1 *Flow Chart* ΔT_{LM} di setiap zona



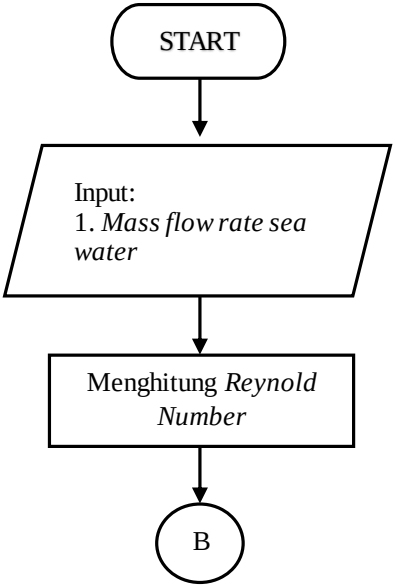
Gambar 3.4 *Flow Chart* ΔT_{LM} di setiap zona

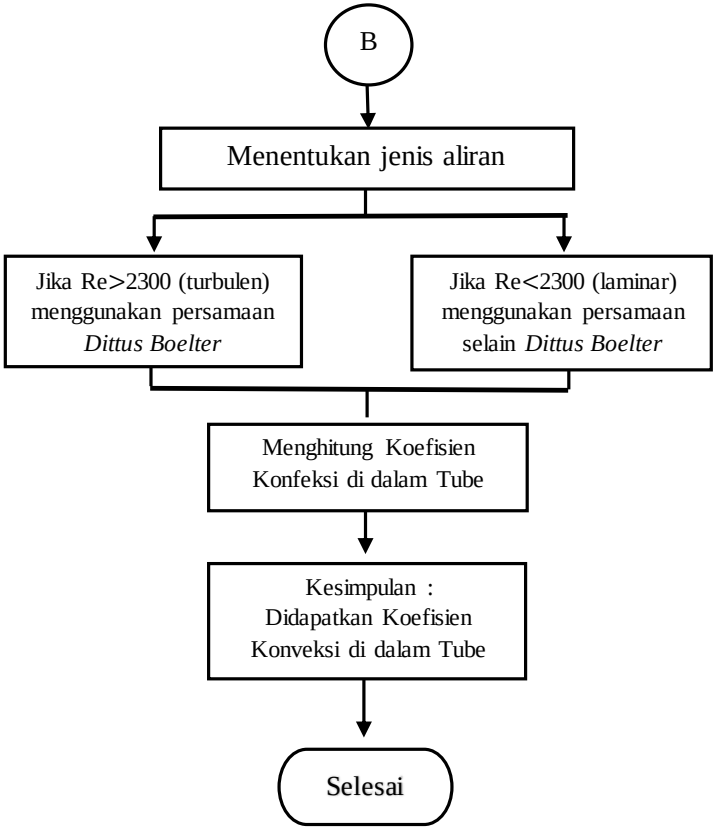
3.4.2 Perpindahan Panas di Dalam Tube

Dilakukan perhitungan untuk mencari harga *reynold number*. Namun untuk mengetahui nilai *reynold number*, harus dihitung terlebih dahulu *mass flow rate* aliran di dalam tube dari kapasitas aliran.

Apabila *reynold number* sudah diketahui, maka dapat ditentukan jenis aliran yang terjadi di dalam tube. Apabila nilai *reynold number*nya kurang dari 2300, maka termasuk aliran laminar. Sedangkan apabila *reynold number*nya lebih dari 2300, maka termasuk aliran turbulen. Dan apabila reynold numbernya sama dengan 2300, maka aliran tersebut termasuk aliran transisi. Dari jenis aliran tersebut dapat ditentukan korelasi yang sesuai untuk menghitung *nusselt number* dan didapatkan koefisien konveksi di dalam *tube*.

3.4.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Tube





Gambar 3.5 Flow Chart Perpindahan Panas pada *Tube*

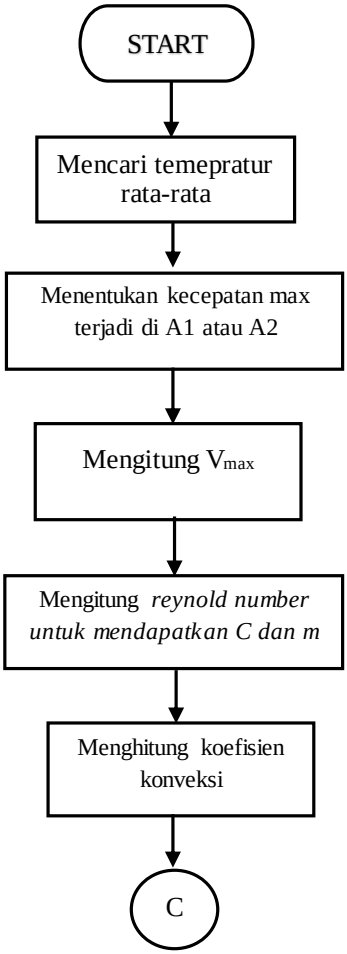
3.5 Perpindahan Panas pada Sisi Shell

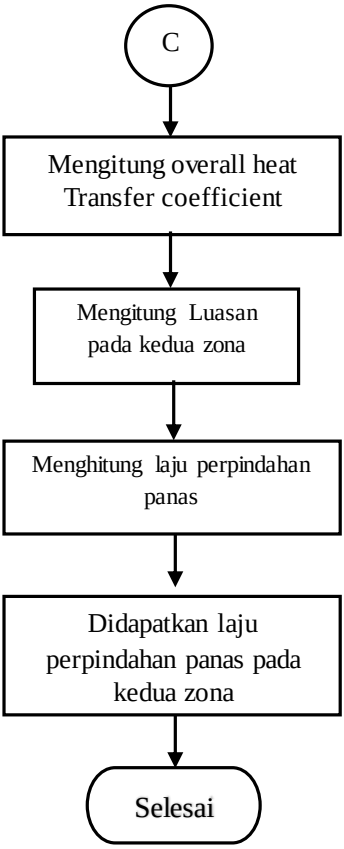
3.5.1 Zona *Desuperheat* dan *Subcooling*

Mencari T_{mean} di kedua zona, kemudian mencari *properties*. Dengan susunan *tubestaggered*, maka menggunakan korelasi yang sesuai. Mencari kecepatan max pada A1 atau A2, sehingga akan mendapatkan *reynold number max* pada kedua zona. Kemudian mencari Nud, dengan korelasi yang sesuai (dapat lihat di tabel konstanta C dan m). Dengan ini didapatkan koefisien konveksi

pada kedua zona yang akan digunakan untuk mencari *overall heat transfer coefficient.* Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor.* Setalah itu mencari luasan di kedua zona dan didapatkanlah laju perpindahan panas di kedua zona.

3.5.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Zona *Desuperheating dan Subcooling*





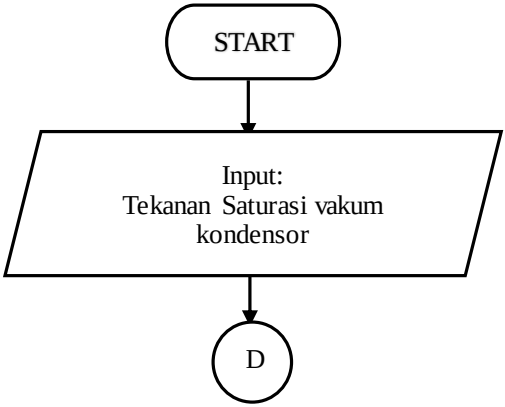
Gambar 3.6 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *desuperheating* dan *subcooling*

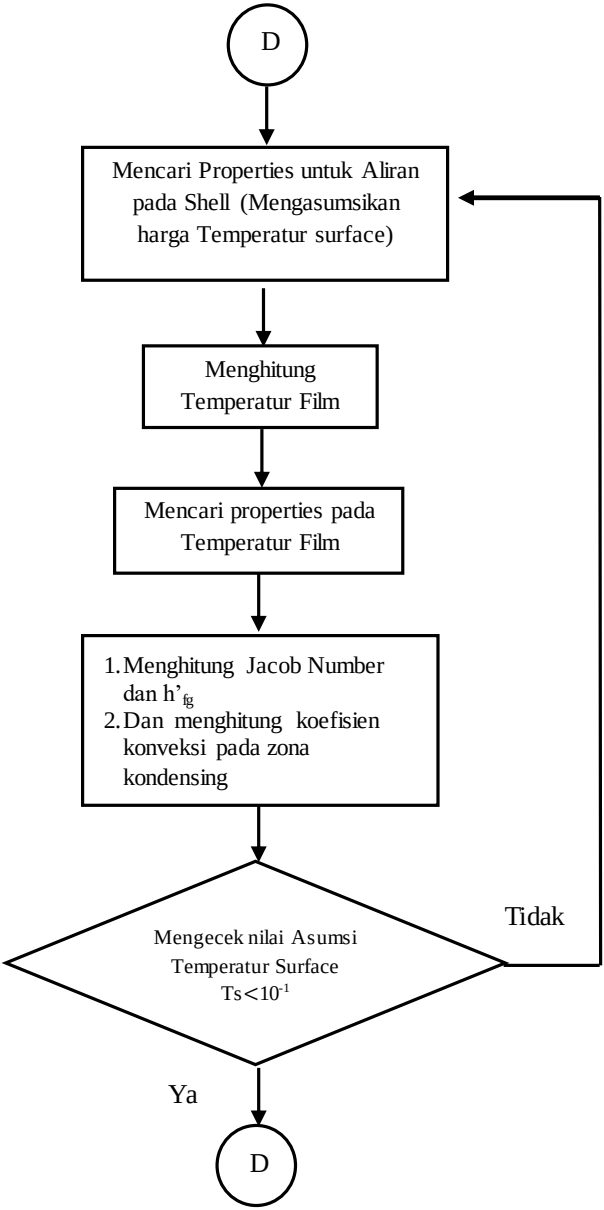
3.5.2 Zona Condensing

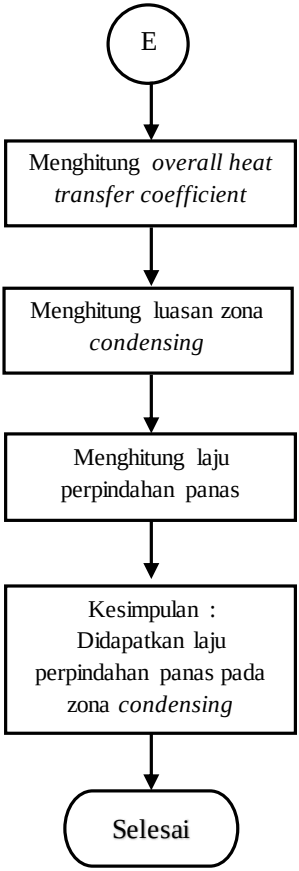
Pada zona *condensing* menggunakan korelasi *film condensing radial system*. Untuk mencari koefisien konveksi di luar tube, maka diperlukan nilai *Jacob number* dan *latent heat of vaporation*. Dalam mencari kedua hal tersebut, maka diperlukan beberapa *properties* yang didapatkan dari tekanan vakum kondensor. Selain itu, karena terjadi proses kondensasi, maka di dalam *shell* juga harus dicari *properties* dari temperatur film di sisi tube.

Tingkat kevakuman kondensor digunakan untuk mencari tempertur saturasi pada *shell*. Kemudian untuk menghitung temperatur film, harus diketahui terlebih dahulu temperatur surface. Sedangkan pada data operasi, *temperature surface* tidak diketahui, sehingga diasumsikan nilai *temperature surface* terlebih dahulu. Setelah menemukan koefisien konveksi di dalam tube dengan harga *temperature surface* asumsi, dilakukan pengecekan ulang dengan iterasi harga *temperature surface*. Dengan ini didapatkan koefisien konveksi pada zona *condensing* yang akan digunakan untuk mencari *overall heat transfer coefficient.* Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setalah itu mencari luasan dan didapatkanlah laju perpindahan panasnya.

3.5.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Tube




D
Mencari Properties untuk Aliran pada Shell (Mengasumsikan harga Temperatur surface)
Menghitung Temperatur Film
Mencari properties pada Temperatur Film
1. Menghitung Jacob Number dan h'fg
2. Dan menghitung koefisien konveksi pada zona kondensing
Mengecek nilai Asumsi Temperatur Surface Ts<10-1
Tidak
Ya
D



Gambar 3.7 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *Condensing*

3.6 Laju Perpindahan Panas *dan Overall Heat Transfer Coefficient* Total

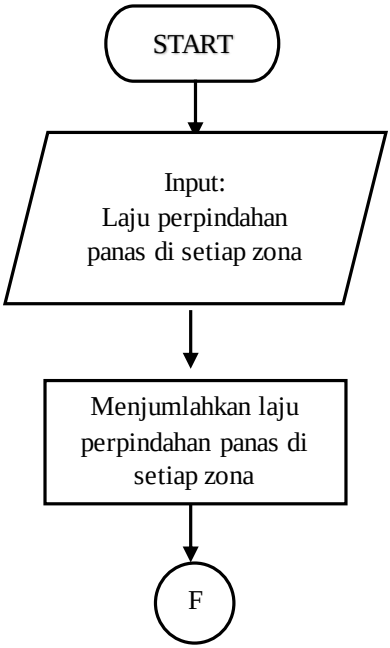
Dengan diketahuinya Laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* pada setiap zona condensing, dapat diketahui laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* total pada kondensor.

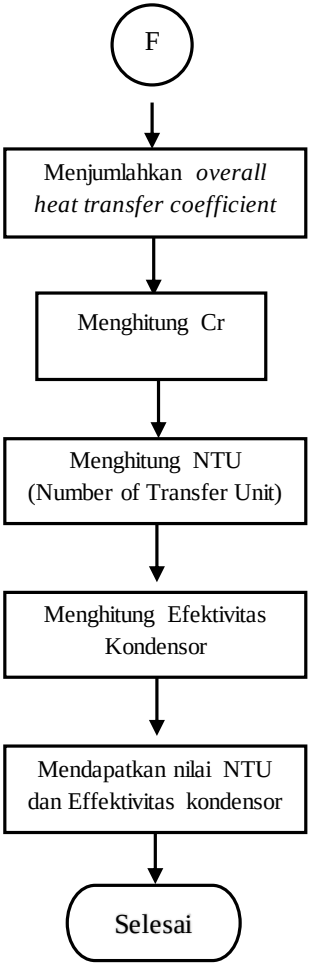
3.7 Effektivitas Kondensor

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor, terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut. Laju perpindahan panas maksimum dipengaruhi oleh *heat capacity* pada bagian *shell* dan *tube* (Cc dan Ch). Dengan mengetahui *heat capacity* maksimum dan minimum, maka dapat dipergunakan untuk mencari persamaan *Number of Transfer Unit* (NTU).

Nilai effektivitas suatu heat exchanger dapat diketahui sesuai dengan tipe heat exchangernya. Sedangkan untuk kondensor PLTGU Unit 1, merupakan tipe *heat exchanger* tipe *shell* and *tube* dengan dua laluan. Dari tipe kondensor tersebut, dapat diketahui korelasi yang sesuai untuk mencari effektivitas kondensor.

3.7.1. Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan *Overall Heat Transfer Coefficient* Total dan Effektivitas





Gambar 3.8 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas, *Overall Heat Transfer Coefficient* Total dan Effektivitas

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV
ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dijabarkan tentang perhitungan dan pembahasan mengenai laju perpindahan panas dan efektivitas pada kondensor. Data yang didapatkan berasal dari spesifikasi pada kondensor unit IV dan data aktual yang terjadi pada saat pengoperasian kondensor selama 1 bulan (1-28 juni 2018). Data spesifikasi diambil dari *condensor specification design* dari buku panduan *Equipment Maintenance Manual-Steam Turbine and Auxilary Equipment Vol II-2,* Gresik *Steam Power Plant unit III & IV* dan *Thermal Calculation Sheet Determination for Condensor Surface Area* menghasilkan perform maksimum yang dihasilkan kondensor saat beroperasi.

4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit IV

Tabel 4.1 Condensor Spesifications design

Spesifikasi Design	
Type	Two Passes,Horizontal surface type
Condensor vacum	695 mmHg
Steam inlet temperature (Th_i)	43,1 ^oC
Steam outlet temperature (Th_o)	43,1 ^oC
Steam flow	398.919 $\frac{kg}{h}$
Tube	
Outside Diameter (Do)	25 mm
Inside diameter (Di)	23,75 mm
Thickness	1.25 mm (JIS C6901)
Total Number of Tube (N)	15136 tube • 14528 tubes in condensate • 608 tube in cooling
Effective Length	8907 mm

Overall Length	8967 mm
Thickness of tube plate	28 mm
Thickness of tube support plate	13 mm
Tube material	Aluminium brass
Shell	
Thickness of shell plate	16,19 mm
Cooling water	
Media Pendingin	Sea Water
Jumlah laluan air	Two passes reverse flow
Velocity in tube (V)	2 m/s
Sea water inlet temperature (Tc_i)	30°C
Sea water inlet temperature (Tc_o)	39,89°C
Cooling water flow rate (Q)	21660 m^3/h
Actual Data	
Condenser Vacuum	700.1583 mmHg
Sea water inlet temperature (Tc_i)	31,01 C°
Sea water outlet temperature (Tc_o)	39,57 C°
Steam inlet temperature (Th_i)	42,06 C°
Steam outlet temperature (Th_o)	40,85 C°

4.2 Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam

Untuk mengetahui laju aliran massa *steam* yang melalui kondensor, digunakan keteimbangan energi.

Diketahui dari data aktual, Tc_i = 31,01 °C dan Tc_o = 39.57°C, sehingga diperoleh nilai temperatur rata-rata (T_{mean}).

$$T_{mean} = \frac{Tc_i + T\,c_o}{2}$$
$$= \frac{31.01\,℃ + 39{,}57\,℃}{2}$$
$$= 35{,}29°C$$
$$= 308{,}29°K$$

Dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 7th *edition by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* didapat *properties* pada temperature 308,29 ºK (interpolasi) didapat :

$\nu_f = 1{,}006316 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$

$\rho_f = \frac{1}{\nu_f}$

$= \frac{1}{1{,}006316 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}}$

$= 993{,}723641 \frac{kg}{m^3}$

$c_{p,f} = 4{,}818 \frac{kJ}{kg.K}$

$\mu_f = 720.308 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2}$

$k_f = 625{,}264 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}$

$Pr_f = 4{,}818$

a. Perhitungan *Mass flow rate sea water* ($\dot{m}_c$)

Dari data spesifikasi diketahui bahwa velocity 2 m/s. Maka dalam perhitungan, debit makimum adalah :

$Q = V \times (\pi \times D \times L \times Nt)$

$= 2 \frac{m}{s} \times (3{,}14 \times 0{,}2375\ m \times 8{,}907 \times 15136)$

$= 5{,}879490907 \frac{m^3}{s}$

Karena satu unit kondensor terdiri dari kondensor A dan B maka debit air pendingin :

$Q = \frac{5{,}879490907 \frac{m^3}{s}}{2}$

$= 2{,}939745453 \frac{m^3}{s}$

Dengan diketahui debit pada tiap kondensor, maka *mass flow rate sea water* adalah :

$\dot{m}_c = \rho \times V \times A$

$= \rho_f \times Q$

$= 993{,}723641 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2{,}939745453 \frac{m^3}{s}$

$= 2921{,}294557 \frac{kg}{s}$

Mass flow rate sea water disetiap *tube* adalah :

$\frac{\dot{m}_c}{N_{total}} = \frac{2921{,}294557 \frac{kg}{s}}{15136} = 0{,}193003076 \frac{kg}{s}$

b. Dari data aktual kondensor, diketahui condensor vacuum adalah 700.15 mmHg yang merupakan tekanan gage, maka :

$P_{absolute} = P_{atm} - P_{gage}$

= 760 mmHg – 700,15 mmHg

= 59,85 mmHg

= 0,079793 bar

Dengan tekanan sebesar 0,073980 bar dari tabel A-*3 Properties of Saturated Water (liquid-Vapor):Pressure table* didapatkan data sebagai berikut:

$T_{sat} = 41{,}24^{o}\text{C} = 314{,}24\ \text{K}$

$h_f = 172{,}27 \frac{kJ}{kg}$

$h_g = 2576{,}50 \frac{kJ}{kg}$

$h_o = 171{,}1 \frac{kJ}{kg}$

$h_i = 2577{,}96 \frac{kJ}{kg}$

Dengan menggunakan prinsip *energi balance* maka didapatkan persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$q_{hot} = q_{cold}$$

$$q_{desup} + q_{condensing} + q_{subcooling} = \dot{m}_c\, c_c\, (T_{co} - T_{ci})$$

$$\left[\left(\dot{m}_h\,(h_i - h_g)\right) + \left(\dot{m}_h\,(h_g - h_f)\right) + \left(\dot{m}_h\,(h_f - h_o)\right)\right] = \dot{m}_c\, c_c\, (T_{co} - T_{ci})$$

$\dot{m}_h$ (2577,96–2576,50) $\frac{kJ}{kg}$ + $\dot{m}_h$(2576,50–172,27) $\frac{kJ}{kg}$ + $\dot{m}_h$(172,27–171,1) $\frac{kJ}{kg}$ = 2921,294 $\frac{kg}{s}$ x 4.178 $\frac{KJ}{KgK}$ (312.57–304.01)

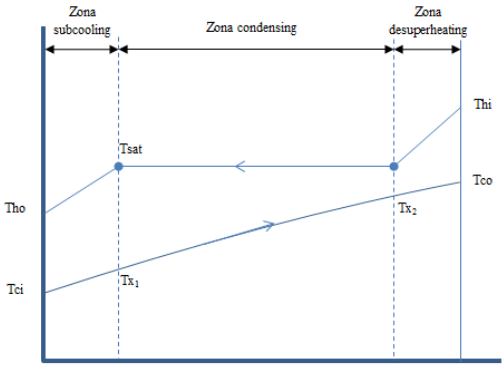
$$\dot{m}_h = 2406{,}86 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} .$$

$$\dot{m}_h = 50{,}05703 \ \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Sehingga laju aliran massa steam yang masuk ke dalam kondensor adalah $50{,}05703 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4.3 Analisis Perpindahan Panas

Untuk mendapatkan ΔT_{LM} pada setiap zona, terlbih dahulu menghitung T_{x1} dan T_{x2}



Gambar 4.1 Grafik Distribusi Temperatur

Nilai T_{x1}:

$$q_{subcool} = \dot{m}_c \, c_{pc} \, (T_{x1} - T_{ci})$$

$$50{,}05703 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ x } (172{,}27\text{-}171{,}1) \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2921{,}294557$$

$$\frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ x } 4{,}178 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \text{ x } (T_{x1} - 304{,}01) \text{ K}$$

$T_{x1} = 304{,}014$

Nilai T_{x2}:

$$q_{desup} = \dot{m}_c \, c_{pc} \, (T_{co} - T_{x2})$$

$$50{,}05703\frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ x } (2577{,}96–2576{,}50)\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} =$$

$$2921{,}294557\ \ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ x } 4{,}178\ \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \text{ x } (312{,}57 - \text{T}_{\text{x2}})\ \text{K}$$

$\text{T}_{\text{x2}} = 312{,}575$

4.3.1 Metode LMTD *(Log Mean Temperature Deifference)*

a. ΔT_{LM} **zona** ***desuperheating***

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{sat} - T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{sat} - T_{x2})}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(315{,}06-312{,}57)K-(313{,}24-312{,}575)K}{\ln \frac{(315{,}06-312{,}57)K}{(313{,}24-312{,}575)K}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = 2{,}04980\ \text{K}$$

b. ΔT_{LM} **zona** ***condensing***

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(T_{sat} - T_{ci}) - (T_{sat} - T_{co})}{\ln \frac{(T_{sat} - T_{ci})}{(T_{sat} - T_{co})}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(313{,}24 - 304{,}01)K - (313{,}24 - 312{,}575)K}{\ln \frac{(313{,}24 - 304{,}01)K}{(313{,}24 - 312{,}575)K}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 4{,}71630\ \text{K}$$

c. ΔT_{LM} **zona** ***subcooling***

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(T_{sat} - T_{x1}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(Tsat - T_{x1})}{(T_{ho} - T_{ci})}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} \quad \frac{(313{,}24 - 304{,}014)\text{K} - (313{,}85 - 304{,}01)\text{K}}{\ln \frac{(313{,}24 - 304{,}014)\text{K}}{(313{,}85 - 304{,}01)\text{K}}}$$

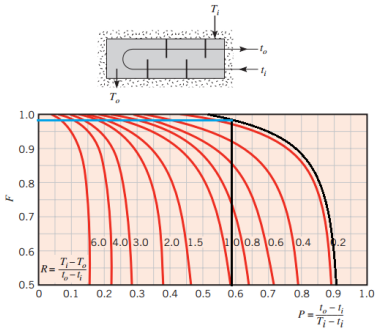
$\Delta T_{LM,subcool} = 10{,}0316$ K

Untuk jenis aliran *cross flow*, dibutuhkan faktor koreksi (F) yang dicari melalui grafik *(correction factor for a shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two,four, etc tube passes).* Sehingga peramaan LMTD menjadi :

$\Delta T_{LM,CF} = \Delta T_{LM} F$

Untuk mencari F perlu mengitung R dan P :

$$R = \frac{(Th_i - Th_o)}{(Tc_o - Tc_i)}$$
$$= \frac{(42{,}06 - 40{,}85)}{(39{,}57 - 31{,}01)}$$
$$= 0{,}14135$$
$$P = \frac{(Tc_o - Tc_i)}{(Th_i - Tc_i)}$$
$$= \frac{(39{,}57 - 31{,}01)}{(42{,}06 - 31{,}01)}$$
$$= 0{,}77460$$



Gambar 4.2 Faktor koreksi cross flow

Dari gambar dapat dilihat apabila R = 0,14136 dan P = 0,77460 maka akan didapatkan F = 0,93, sehingga ΔT_{LM} *disetiap zona* adalah :

$\Delta T_{LM,desup}$ = 2,04981 K × 0,93 = 2,0081299 K

$\Delta T_{LM,cond}$ = 4,71631 K × 0,93 = 4,62197962 K

$\Delta T_{LM,subcool}$ = 10,0317K × 0,93 = 9,83104914 K

4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam *Tube*

Perhitungan untuk *reynold number* (Re_D)

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times D_i \times \mu_f}$$

$$= \frac{4 \times 0{,}193003076 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0.02375\ m \times (720.308 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2})}$$

$$= 15170{,}287$$

Dengan *reynold number* (Re_D) 13879,05191 adalah maka termasuk aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D) dengan syarat,

$$\begin{bmatrix} 0{,}7 \leq Pr \leq 500 \\ 1 \leq R_{eD} \leq 10^{-6} \end{bmatrix}$$

Dengan perumusan sebagai berikut,

$N_{uD} = 0{,}023\ Re_D^{\frac{4}{5}}\ Pr^n$

Dengan n = 0,4 untuk persamaan $(T_s > T_m)$

Sehingga :

$$N_{uD} = 0{,}023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^n$$

$$= 0{,}023 \times 15170{,}287^{\frac{4}{5}} \times 4{,}818^{0.4}$$

$$= 95{,}4266$$

Maka :

$$h_i = \frac{Nu_D \times k_f}{D_i}$$

$$= \frac{95{,}4266 \times 622{,}288 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{(0.02375)\,m}$$

$$= 2651{,}85 \frac{W}{m^2.K}$$

4.3.3 Perpindahan Panas di Luar *Tube*

a. Zona *Desuperheating*

$$T_{mean,desup} = \frac{T_{hi} + T_{sat}}{2}$$

$$T_{mean,desup} = \frac{315.06\ K + 313{,}24\ K}{2}$$

$$T_{mean,desup} = 314{,}65\ K$$

Sehingga didapatkan properties dari tabel A6. *Thermophysical properties of saturated water,* dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 7th *edition by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* sebagai berikut:

ν_g = 18,17

$\rho = 0{,}055015\ \frac{kg}{m^3}$

$\mu = 9{,}676\ x\ 10^{-6}\ \frac{Ns}{m^2}$

$Pr = 0{,}8823$

$k = 20{,}67\ \times 10^{-3}\ \frac{W}{mK}$

Menghitungnilai $T_{surface}$

$$T_{s,desup} = \frac{T_{hi} + T_{x2}}{2}$$

$$T_{s,desup} = \frac{315{,}06\ K + 312{,}575\ K}{2}$$

$$T_{s,desup} = 313{,}81\ K$$

$T_{s,desup}$ = 313,81 ºK = 40,81 ºC (interpolasi)

Pr_s = 0,880632

Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *desuperheating*, pertama ditentukan kecepatannya.

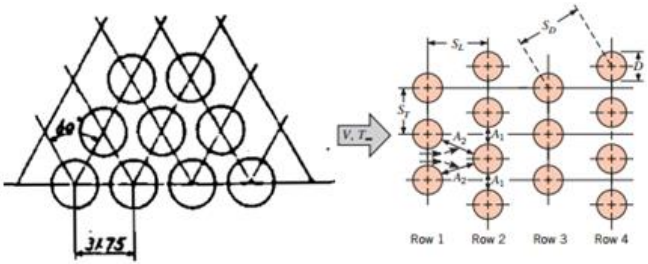
$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} \times A}$$

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} \times overall\ width\ x\ overall\ length}$$

$$V = \frac{50{,}05703\ \frac{kg}{s}}{0{,}055015\ \frac{kg}{m^3} \times\ 8{,}450\ x\ 6{,}750m}$$

$$V = 15{,}956\ \frac{m}{s}$$

Pada susunan *tube staggered*, kecepatan maksimal dapat terjadi di daerah A1 ataupun A2.



Gambar 4.3 Susunan *Tube Staggered*

Dengan menggunakan pitagoras, maka didapatkan
SD = 31,75 mm
ST = 54,98 mm
SL = 31,75 mm

Vmax terjadi di A2 jika:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2\right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$$

$$S_D = \left[31{,}75^2 + \left(\frac{54{,}98}{2}\right)^2\right]^{1/2} < \frac{54{,}98+25}{2}$$

$$41{,}99 \quad < 39{,}99$$

Vmax terjadi di A1 jika :

$$2(S_D - D) \quad < \quad (S_T - D)$$

$2(31{,}75\text{-}25) < (54{,}98\text{-}25)$

$13{,}5 < 29{,}98$

Karena sesuai dengan syarat A1, maka :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V$$

$$V_{max} = \frac{54{,}98}{54{,}98-25} \times 15{,}956 \ \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 29{,}261 \ \frac{m}{s}$$

Reynold Number

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{\rho_{desup} \, V_{max} \, d_o}{\mu_{desup}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{0{,}055015 \ \frac{kg}{m^3} \times 29{,}261 \ \frac{m}{s} \times 0{,}025m}{9{,}676 \times 10^{-6} \ \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = 4158{,}11$$

Nusselt Number

Sebelum menghitung *nusselt number*, terlebih dahulu harus mencari C dan m dari *table constant for the tube bank in cross flow*

Tabel 4.3 *Constants for the tube bank in cross flow*

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10–10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10–10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2–10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2–10^3$		
Aligned $(S_T/S_L > 0.7)^a$	$10^3–2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered $(S_T/S_L < 2)$	$10^3–2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered $(S_T/S_L > 2)$	$10^3–2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5–2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5–2 \times 10^6$	0.022	0.84

[a]For $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$\frac{ST}{SL} = \frac{54{,}98\ mm}{31{,}75 mm} = 1{,}731$

Maka Nilai m = 0,6 dan

nilai $C = 0{,}35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{1/5}$

$C = 0{,}35 \left(\frac{54{,}98 mm}{31{,}75 mm}\right)^{1/5}$

$C = 0{,}3906$

$$Nu_{D,desup} = C\ Re_{D,max}{}^{m} Pr^{0{,}36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4}$$

$$NU_{D,desup} = 0{,}3906 \times 4158{,}11^{\,0{,}6} \times 0{,}8823^{0{,}36} \times \left(\frac{0{,}8823}{0{,}88063}\right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,desup} = 55{,}423$$

Koefisien konveksi *desuperheating*

$$ho_{desup} = \frac{Nu_{D,desup}\ k_{desup}}{d_o}$$

$$ho_{desup} = \frac{55{,}423\ \frac{kg}{s} \times 20{,}67 \times 10^{-3}\ \frac{W}{m.K}}{0{,}025 m}$$

$$ho_{desup} = 45.823\ \frac{W}{m^2 K}$$

Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

- Untuk harga k diambil dari tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Methalic Solid* dengan bahan Titanium untuk temperatur 314,65 ^{o}K yaitu 176,16 $\frac{\text{W}}{\text{m.K}}$
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table* didapat R"$_{f,o}$ = 0.0001 $\frac{\text{m}^2.\text{K}}{\text{W}}$ (*non oil bearings*)
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, didapat R"$_{fi,}$ = 0.0001 $\frac{\text{m}^2.\text{K}}{\text{W}}$ (*sea water and treated boiler feed water (below* 50 ^{o}C)

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o}{k}\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R''_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right)\frac{1}{h_i}}$$

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{45.823\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2.K}}} + 0.0001\frac{\mathrm{m^2.K}}{W} + \frac{0.0125\ m}{176{,}16\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m.K}}}\ln\left(\frac{0.0125\ m}{0{,}011875m}\right) + \frac{1}{\frac{0{,}0125m}{0{,}011875m}\times 0{,}0001 + \frac{0{,}0125}{0{,}011875}\times\frac{1}{2651{,}85}}}$$

$$= 78{,}49\ \frac{\mathrm{W}}{m^2 K}$$

Luasan perpindahan panas zona *desuperheating* (A_{desup})

Luasan perpindahan panas pada zona *desuperheating* diasumsikan sebesar 1% dari total luas permukaan *tube*, sehingga luasan zona *desuperheating* adalah :

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times 0{,}025 \times 8{,}907 \times 15136$$

$$A_{desup} = 105{,}83\ m^2$$

Laju perpindahan panas pada zona *deuperheating :*

$$q_{desup} = U_{desup}\ A_{desup}\ \Delta T_{LM,desup}$$

$$q_{desup} = 78{,}49\ \frac{W}{m^2 K} \times 105{,}83\ m^2 \times 2{,}00881K$$

$$q_{desup} = 17027{,}8\ Watt$$

b. Zona Condensing

Mencari properties pada temperatur saturasi didapatkan properties dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* didapat *properties* sebagai berikut :

$$Tsat = 41{,}24\ ºC = 314{,}24\ K$$

$$\nu_g = 18{,}59\ \frac{\mathrm{m^3}}{\mathrm{kg}}$$

$$\rho_g = \frac{1}{\nu_g} = \frac{1}{18{,}59\frac{\mathrm{m^3 m^3}}{\mathrm{kg}\ kg}} = 0{,}053792361\ \frac{kg}{m^3}$$

h_{fg} = 2409,82 $\frac{kJ}{kg}$

Cp_h = 1.88708 $\frac{kJ}{kgK}$

$T_{mean} = \frac{T_{x1} + T_{x2}}{2}$

$T_{mean} = \frac{304,014 + 312,575}{2}$

= 308,294 K

Perhitungan *Surface Temperature* (Ts)
digunakan asumsi *T surface* sebesar 312,44 ºK (iterasi)

$T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$

$= \frac{(314,24 + 312,44)K}{2}$

= 312,42 ºK

Dari *film temperature* pada *tube* 312,42ºK (interpolasi) didapat properties melalui tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut,

ν_f = 1,0083 × 10^{-3} $\frac{m^3}{kg}$

$\rho_f = \frac{1}{\nu_f} = \frac{1}{1,0083 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}}$ = 991,768322 $\frac{kg}{m^3}$

Cp_f = 4,178 $\frac{kJ}{kg.K}$

μ_f = 652,50× 10^{-6} $\frac{N.s}{m^2}$

k_f = 631,9 9× 10^{-3} $\frac{W}{m.K}$

a. Perhitungan *Jacob number* dan h'_{fg}
   Untuk menghitung h_o diperlukan terlebih dahulu *Jacob number* dan h'_{fg}
   Jacob number (Ja)
   $Ja = \frac{C_{p,f} \times (Tsat - Ts)}{h_{fg}}$

$$= \frac{4{,}178\ \frac{kJ}{kg.K} \times (\,314{,}24 - 312{,}42)K}{2409{,}82\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$= 0{,}003155406$

$h'_{fg} = h_{fg} \times (1 + 0{,}68\ Ja)$

$= 2409{,}82\ \frac{kJ}{kg} \times (1 + (0.68 \times 0{,}003155406))$

$= 2414990693\ \frac{kJ}{kg}$

$= 24149{,}90693\frac{J}{kg}$

b. Perhitungan Koefisien Konveksi di luar *tube* (h_o)
Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran diluar *tube* (h_o), nusselt number harus dihitung terlebih dahulu.

$$\overline{\text{Nu}}_\text{D} = \text{C}\left(\frac{g \times \rho f \times (\rho f - \rho g) \times Do^3 \times h'_{fg}}{k_f \times \mu_f \times (T_{sat} - T_s)}\right)^{1/4}$$

$$0.729\left(\frac{9{,}81\frac{m}{s^2} \times 991{,}768322\ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \times \left(9991{,}768322\ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 0{,}053792361\frac{m^3}{kg}\right) \times 0.025\ m^3 \times 24149{,}90693\frac{j}{kg}}{631{,}99\text{x}\ 10^{-3}\ \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \times 652{,}50\ \text{x}\ 10^{-6}\ \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \times (\,314{,}24\ \text{K} - 312{,}44\text{K})}\right)^{1/4}$$

$\overline{\text{Nu}}_\text{D} = 608{,}403$

Dengan $\overline{\text{Nu}}_\text{D} = 608{,}403$ maka akan didapatkan koefisien konveksi pada bagian *shell* yaitu :

$$\bar{h}_o = \frac{\overline{Nu}_D \times k_l}{D_o}$$

$$= \frac{608{,}403 \times (631{,}99 \times 10^{-3}\frac{W}{m.K})}{0.025\ m}$$

$= 15380{,}337\ \frac{W}{m^2.K}$

Dengan mengetahui jumlah *tube* secara horizontal ke bawah, maka nilai N_L dapat dilihat pada gambar desain dari kondensor yaitu 153 buah, maka :

$h_oN = h_o \times N_L{}^n$

$$=15380{,}337\ \frac{W}{m^2.K} \times 153^{-\frac{1}{4}}$$

$$= 5523{,}1\ \frac{W}{m^2.K}$$

c. Mengecek Asumsi *Surface Temperature*

Pada iterasi ini nilai selisihnya 10^{-5}. Dari asumsi T_s awal yaitu 311,02 ºK, maka pengecekan dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$q" = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{T_{sat}-T_c}{R_o+R_i} = \frac{T_s-T_c}{R_i}$$

$$\frac{T_{sat}-T_c}{\frac{1}{h_o}+\frac{1}{h_i\frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s-T_c}{\frac{1}{h_i\frac{D_i}{D_o}}}$$

Sehingga temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan :

$$T_s = 308{,}29\ \text{K} + \frac{15380{,}337\frac{W}{m^2.K}}{15380{,}337\ \frac{W}{m^2.K} \times \frac{0.02375\text{m}}{0.025\ \text{m}} + 2651{,}85\frac{W}{m^2.K}} \times (314{,}24\ - 308{,}29)$$

$$= 312{,}445^{o}\text{K}\ \ 312{,}42$$

$$T_s\ = 39{,}445^{o}\text{C}$$

Karena selisinya hanya 0,025 ºC dari T_S asumsi, maka asumsi mendekati benar

Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

$$U_{cond} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R^{"}_{f,o} + \frac{r_o}{k}\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R^{"}_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right)\frac{1}{h_i}}$$

$$U_{cond} = \frac{1}{\frac{1}{15380{,}337\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}} + 0.0001\frac{\text{m}^2.\text{K}}{W} + \frac{0.0125\ m}{176{,}16\frac{\text{W}}{\text{m.K}}}\ln(\frac{0.0125\ m}{0{,}011875 m}) +}$$

$$\frac{1}{\frac{0{,}0125m}{0{,}011875m}\times 0{,}0001+\frac{0{,}0125m}{0{,}011875m}\times\frac{1}{2651{,}85\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2.K}}}}$$

U_{cond} = 1446,094522

Luasan perpindahan panas zona condensing (A_{conden})

Luasan perpindahan panas pada zona *condensing* adalah :

$A_{cond} = \pi \times d_o \times l \times N_t$

$A_{cond} = \pi \times 0{,}025 \times 8{,}907 \times 15136$

$A_{cond} = 10424{,}33\ m^2$

Laju perpindahan panas pada zona *condensing :*

$q_{cond} = U_{cond}\ A_{cond}\ \Delta T_{LM,cond}$

$q_{cond} = 1446{,}09 \frac{W}{m^2 K} \times\ 10424{,}33\ \ m^2 \times 4{,}62197K$

$q_{cond} =$ 71096314,84Watt

C. Zona Subcooling

Zona *subcooling* adalah zona dimana *steam* yang masuk ke dalam kondensor didinginkan hingga mencapai suhu *saturated*. Sebelum menghitung di zona *subcooling* terlebih dahulu ditentukan properties fluida dengan $T_{mean,subcool}$ sebagai berikut :

$$T_{mean,subcool} = \frac{T_{x1} + T_{ci}}{2}$$

$$T_{mean,subcool} = \frac{(304{,}014 + 304{,}01)K}{2}$$

$$T_{mean,subcool} = 304{,}014\ K$$

Sehingga didapatkan properties dari tabel A6. *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut:

$\nu_f = 1{,}004604 \times 10^{-3} \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{kg}}$

$\rho_f = 995{,}4171\ \frac{kg}{m^3}$

$\mu_f = 786{,}028 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$
$k_f = 618{,}614 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$
$Pr_f = 5{,}32474$

Menghitung nilai $T_{surface}$

$$T_{s,subcool} = \frac{T_{ho} + T_{ci}}{2}$$
$$T_{s,subcool} = \frac{313{,}85\ K + 304{,}01\ K}{2}$$
$$T_{s,subcool} = 308{,}93\ K$$

Dengan $T_{surface}$, maka didapatkan nilai Prs sebagai berikut :
$Prs = 4.74412$

Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *subcooling*, pertama ditentukan kecepatannya.

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool}\ x\ A}$$
$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool} \times overall\ width\ x\ overall\ length}$$
$$V = \frac{50{,}05703\ \frac{kg}{s}}{995{,}4171\ \frac{kg}{m^3} \times 8{,}450\ x\ 6{,}750}$$

$$V = 8{,}841\ x\ 10^{-4}\ \frac{m}{s}$$

Vmax terjadi di A1, maka :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V$$
$$V_{max} = \frac{54{,}98}{54{,}98-25} \times 8{,}841x10^{-4}\ \frac{m}{s}$$
$$V_{max} = 16{,}213\ \frac{m}{s}$$

Reynold Number

$$Re_{Dmax,subcool} = \frac{\rho_{desup}\, V_{max}\, d_o}{\mu_{desup}}$$

$$Re_{Dmax,subcool} = \frac{995{,}4171\ \frac{kg}{m^3} \times 16{,}213\ \frac{m}{s} \times 0{,}025m}{786{,}028 \times 10^{-6}\ \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,subcool} = 5{,}133$$

Nusselt Number

Sebelum menghitung *nusselt number*, terlebih dahulu harus mencari C dan m dari *table constant for the tube bank in cross flow*

Tabel 4.4 *Constants for the tube bank in cross flow*

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10–10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10–10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2–10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2–10^3$		
Aligned $(S_T/S_L > 0.7)^a$	$10^3–2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered $(S_T/S_L < 2)$	$10^3–2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered $(S_T/S_L > 2)$	$10^3–2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5–2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5–2 \times 10^6$	0.022	0.84

[a]For $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{ST}{SL} = \frac{54{,}98\ mm}{31{,}75mm} = 1{,}731$$

Maka nilai C = 0,9 dan m = 0,6 dan

$$Nu_{D,subcool} = C\, Re_{D,max}{}^{m} Pr^{0{,}36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,subcool} = 0{,}9 \times 5{,}133^{\,0{,}6} \times\ 5.42932 \times \left(\frac{5{,}32474}{4.74412}\right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,subcool} = 13{,}418\ \frac{kg}{s}$$

Koefisien konveksi *subcooling*

$$ho_{subcool} = \frac{Nu_{D,subcool}\, k_{subcool}}{d_o}$$

$$ho_{subcool} = \frac{13{,}418\,\frac{kg}{s} \times\ 618{,}614\ \times 10^{-3}\,\frac{W}{m.K}}{0{,}025m}$$

$$ho_{subcool} = 33{,}182\ \frac{W}{m^2 K}$$

Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

$$U_{subcool} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o}{k}\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R''_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right)\frac{1}{h_i}}$$

$$U_{subcool} = \frac{1}{\frac{1}{33{,}182\ \frac{W}{m^2.K}} + 0.0001\frac{m^2.K}{W} + \frac{0.0125\,m}{176{,}16\,\frac{W}{m.K}}\ln\left(\frac{0.0125\,m}{0{,}011875m}\right) + \frac{1}{\frac{1}{516{,}658\ \frac{W}{m^2.K}} + 0.0001\frac{m^2.K}{W} + \frac{0.0125\,m}{176{,}16\,\frac{W}{m.K}}\ln\left(\frac{0.0125\,m}{0{,}011875m}\right) +}}$$

$$U_{subcool} = 516{,}6585\ \frac{W}{m^2 K}$$

Luasan perpindahan panas zona *subcooling* (A_{desup})

Luasan perpindahan panas pada zona *subcooling* diasumsikan sebesar 0,5% dari total luas permukaan *tube*. Sehingga luasan zona *subcooling* adalah :

$$A_{subcool} = \frac{0{,}5}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{subcool} = \frac{0{,}5}{100} \times \pi \times 0{,}025 \times 8{,}907 \times 15136$$

$$A_{subcool} = 52{,}915$$

Laju perpindahan panas pada zona *subcooling* :

$$q_{subcool} = U_{subcool}\ A_{subcool} \Delta T_{LM,subcool}$$

$$q_{subcool} = 516{,}6585\ \frac{W}{m^2 K} \times\ 52{,}915\ m^2 \times 9{,}83104\ K$$

$$q_{subcool} = 268773{,}52\ Watt$$

4.3.4 Laju Perpindahan Panas total

$$q_{tot} = q_{desuperheating} + q_{condensing} + q_{subcooling}$$
$$q_{tot} = (17027{,}8 + 71096314{,}84 + 268773{,}52)\ Watt$$
$$q_{tot} = 71382115{,}65\ Watt = 71{,}38211565\ MW$$

4.3.5 *Overall Heat Transfer* Total

$$U_{tot} = U_{desuperheating} + U_{condensing} + U_{subcooling}$$
$$U_{tot} = (78{,}49 + 1446{,}09 + 516{,}65)\ \frac{\mathrm{W}}{m^2 K}$$
$$U_{tot} = 2041{,}25\ \frac{\mathrm{W}}{m^2 K}$$

4.4 Perhitungan dengan Metode *Number of Transfer Unit (NTU) – Effectiveness (ε)*

4.4.1 Perhitungan *Heat Capacity*

Sebelum mencari efektifitas dari kondensor, harus diketahui terlebih dahulu *heat capacity cold* (Cc) *dan hot* (Ch), yaitu:

- Kapasitas panas pada sisi *tube* :

  $Cc = \dot{m}_c \times C_{p,f}$

  $= 2921{,}294557\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}} \times 4{,}818\ \frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg.K}}$

  $= 14074{,}7971\ \frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{s.K}} \rightarrow (\mathrm{Cmax})$

- Kapasitas panas di sisi *shell* :

  $Ch = \dot{m}_h \times C_{p,h}$

  $= 50{,}05703025\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}} \times (1.887 + 4{,}818)\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg.K}}$

  $= 335{,}636\ \frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{s.K}} \rightarrow (\mathrm{Cmin})$

  $Cr = \frac{\mathrm{Cmin}}{\mathrm{Cmax}}$

  $= \frac{335{,}636\ \frac{kJ}{s.K}}{14074{,}7971\frac{kJ}{s.K}}$

  $= 0{,}02384$

4.4.2 Perhitungan *Effectiveness* - NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$\text{NTU} = \frac{2041{,}25\ \frac{\text{W}}{m^2K} \times \pi \times 0{,}025\text{m} \times 8{,}907\text{m} \times 15136}{335{,}636 \frac{kj}{s.K}}$$

NTU = 64,36

Karena penelitian ini menggunakan zona *condensing*, maka tipe kondensor *shell and tube passes*(*2 tube passes*) digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\varepsilon = 2\left\{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1+exp\left[-(NTU)_1(1+C_r^2]^{\frac{1}{2}}\right.}{1-exp\left[-(NTU)_1(1+C_r^2]^{\frac{1}{2}}\right.}\right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2\left\{1 + 0{,}02384 + (1 + 0{,}02384^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1+exp\left[-(64{,}36)_1(1+0{,}023845^2]^{\frac{1}{2}}\right.}{1-exp\left[-(64{,}36)_1(1+0{,}023845^2]^{\frac{1}{2}}\right.}\right\}^{-1}$$

= 0,9880793

BAB V
PENUTUP

5.1. Kesimpulan

1. Laju perpindahan panas kondensor unit 4 yaitu pada bulan Juni yaitu 71,38211 MW dengan tekanan vakum sebesar 0,059 bar (700,15mmHg)
2. Efektivitas kondensor unit 4 yaitu pada bulan Juni sebesar 0,9880 dengan tekanan vakum sebesar 0,059 bar (700,15 mmHg)
3. Laju perpindahan panas pada kondensor dipengaruhi oleh kondisi kevakuman, semakin tinggi kevakuman kodensor maka steam mudah menuju kondensor sehingga meningkatkan performa dari kodensor
4. Semakin banyak steam yang masuk ke dalam kondensor, maka semakin banyak pula sea water yang masuk ke dalam kondensor sebagai media pendingin.
5. Penyebab turunnya tekanan vakum di dalam kondensor dapat dipengaruhi oleh kebersihan Pipa air pendingin, Laju aliran uap, Temperatur air pendingin, adanya gas terkondensasi maupun kebersihan dan kebocoran pipa air pendingin.

5.2. Saran

Pada perhitungan laju perpindahan panas dan efektivitas kondensor PLTU unit 4 ini belum sepenuhnya dempurna. Hal ini dikarenakan masih banyak parameter-parameter yang tidak diikutkan dalam perhitungan seperti pressure drop, plugging actor dan beberapa zona yang terdapat di kondensor. Selain itu keterbatasan data yang diperoleh dari operasi PLTU, sehingga membuat data yang dianalisis menggunakan asumsi tertentu seperti pada laju aliran massa pada sisi air pendingin. Kapasitas aliran air pendingin dan faktor koreksi yang memperngaruhi laju perpindahan panas, sehingga menyebabkan berkurangnya keakuratan data.

Semoga pada analisi kondensor PLTU unit IV selanjutnya mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu semoga tugas akhir ini bisa dijadikan referensi kepada peniliti lain untuk menganalisis performa kondensor, serta memberikan manfaat kepada pihak PLTU unit IV PT Pembangkitan Jawa Bali UP Gresik untuk mengetahui kondisi kondensor dari waktu ke waktu

DAFTAR PUSTAKA

1. **Cengel, A. Yunus and J.Ghajar, Afshin.** *"Heat and Mass Transfer: Fundamental and Application",fifth edition*
2. **Fox, Robert W., McDonald, Alan T., dan Pritchard, Philip J.2004.** *"Introduction to Fluid Mechanics".8th edition,Danvers : John Wiley & Sons, Inc.*
3. *http://www.roymech.co.uk/Related/Thermos/Thermos_Condensors.html*
4. *http:// Wikipedia.org/wiki/Kondensor*
5. *http://www.thermopedia.com/content/654/*
6. **Incopera, Frank P. And Dewitt, David P. 1990.** *"Introduction to Heat Transfer Second Edition". Singapore : John Wiley & Sons, Inc.*
7. **Incopera, Frank P. And Dewitt, David P. 2011.** *"Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition". Singapore : John Wiley & Sons, Inc.*
8. **J. Moran, Michael and Saphiro, Howard. 2006.** *"Fundamental of Engineering Termodynamics",5th Edition". New York : John Willey & Sons, Inc.*
9. *Rendal Operation PLTU PT.PJB UP Gresik*
10. *Thermal Calculation Sheet Determination For Condensor Surface Area*

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS

Penulis lahir di Gresik, pada tanggal 08 Oktober 1996, dari pasangan Bapak Sulkhan dan Ibu Eva Pratidina, Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis memiliki riwayat pendidikan formal seperti pada umumnya. Pendidikan formal yang telah ditempuh (2000-2002), TK Petrokimia Gresik (2002-2003), SD Petrokimia, Gresik (2003–2009), SMP Negeri 3 Gresik (2009–2012), dan SMA Negeri 1 Manyar, Gresik (2012 –2015). Pada tahun 2015 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 10211500000091. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama.

Selama kuliah, penulis aktif dalam berorganisasi dan pelatihan *leadership*. Dalam organisasi penulis aktif sebagai staff ahli Hubungan Mahasiswa Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri FV- ITS periode 2016/2017, staff Nogogeni ITS team periode 2016/2017,Mentor Gerigi ITS 2017, pengurus Nogogeni ITS team periode 2017/2018. Pelatihan yang pernah diikuti penulis antara lain, yaitu LKMM Pra-TD FTI - ITS, PKTI HMDM FTI – ITS, LKMM TD HMDM-FTI, Pelatihan Motor Bakar HMDM-FTI. Melaksanakan Kerja Praktek di PT Petrokimia Gresik. Penulis dengan senang hati menerima kritik dan saran yang membangun untuk kebermanfaatan tugas akhir ini. Penulis dapat dihubungi melalui email sennaoktovan@gmail.com