



TUGAS AKHIR - VM 095502

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
KONDENSOR SEBELUM DAN SESUDAH
OVERHAUL PADA PLTU BLOK III PT.PJB UP
GRESIK**

**ARINAUFAL RAMADHAN MANOPOL
NRP. 102115 000 000 07**

**Dosen Pembimbing :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.
NIP. 19610602 198701 1 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019**



TUGAS AKHIR - VM 095502

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
KONDENSOR SEBELUM DAN SESUDAH
OVERHAUL PADA PLTU BLOK III PT.PJB UP
GRESIK**

**ARINAUFAL RAMADHAN MANOPOL
NRP. 102115 000 000 07**

**Dosen Pembimbing :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.
NIP. 19610602 198701 1 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019**



FINAL PROJECT - VM 095502

**ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN CONDENSORS
BEFORE AND AFTER OVERHAUL IN BLOK III
PLTU PT. PJB UP GRESIK**

**ARINAUFAL RAMADHAN MANOPOL
NRP. 102115 000 000 07**

**Supervisor :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.
NIP. 19610602 198701 1 001**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
Department of Mechanical Engineering Industry
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2019**

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA
KONDENSOR SEBELUM DAN SESUDAH *OVERHAUL*
PADA PLTU BLOK III PT. PJB UP GRESIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Ahli Madya

Pada

Bidang Studi Konversi Energi

Program Studi Diploma III Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

ARINAUFAL RAMADHAN MANOPOL

NRP. 102115 000 000 07

Disetujui Oleh,

Pembimbing Tugas Akhir

Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001

SURABAYA, JANUARI 2019

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA
KONDENSOR SEBELUM DAN SESUDAH *OVERHAUL*
PADA PLTU BLOK III PT. PJB UP GRESIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Ahli Madya

Pada

Bidang Studi Konversi Energi

Program Studi Diploma III Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

ARINAUFAL RAMADHAN MANOPOL

NRP. 102115 000 000 07

Disetujui Oleh,

Pembimbing Tugas Akhir



SURABAYA, JANUARI 2019

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA KONDENSOR SEBELUM DAN SESUDAH *OVERHAUL* PLTU BLOK III PT.PJB UP GRESIK

Nama Mahasiswa : Arinaufal Ramadhan Manopol
NRP : 102115 000 000 07
Jurusan : Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Joko Sarsetiyanto, MT

Abstrak

Kondensor merupakan salah satu jenis *heat exchanger* yang berfungsi mengkondensasikan fluida gas menjadi cair. Perawatan pada kondensor sangat dibutuhkan agar tidak terdapat kerak yang dapat mengganggu perpindahan panas didalam kondensor. Jika laju perpindahan panas rendah, mengakibatkan kerja netto akan semakin meningkat. Mengetahui peran kondensor sangat penting dalam suatu siklus, maka perlu dilakukan analisa laju perpindahan panas kondensor PLTU Blok III PT. PJB UP Gresik.

Data yang diambil dari tugas akhir ini adalah data rata-rata actual sebelum *overhaul* pada 02 Juni 2017 dan sesudah *overhaul* pada 15 Juli 2017. Metode perhitungan untuk menghitung laju perpindahan panas dan performa kondensor adalah *Log Mean Temperature Different (LMTD)* dan *Effectivness – Number of Transfer Unit (NTU)*.

Dari hasil perhitungan, dengan data kevakuman yaitu 0,1106 bar sebelum *overhaul* diketahui bahwa laju perpindahan panas sebesar 83.930623 MW dengan efektivitas sebesar 0,9711. Dan setelah *overhaul* dengan kevakuman 0,1057 bar diketahui laju perpindahan panas sebesar 85,124902 MW dengan efektivitas sebesar 0,9843. Laju perpindahan panas pada kondensor dipengaruhi oleh kondisi kevakuman kondensor. Semakin tinggi kevakuman kondensor maka *steam* semakin mudah menuju kondensor, sehingga meningkatkan performa dari kondensor.

Kata Kunci : Kondensor, Laju Perpindahan Panas, Performa

ANALYSIS OF CONDENSOR HEAT TRANSFER BEFORE AND AFTER *OVERHAUL* AT PLTU BLOK III PT. PJB UP GRESIK

Name of Student Univ. : Arinaufal Ramadhan Manopol
NRP : 102115 000 000 07
Major : Teknik Mesin Industri FV-ITS
Counselor Lecture : Ir. Joko Sarsetiyanto, MT

Abstract

Condenser is one type of heat exchanger that functions to condense gas fluid to liquid. Care on the condenser is needed so that there is no crust that can interfere with heat transfer in the condenser. 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 analyze the heat transfer rate of the condenser PLTU Block III PT. PJB UP Gresik.

The data taken from this final project is actual average data before overhaul on June 02, 2017 and after overhaul on July 15, 2017. The calculation method for calculating heat transfer rate and condenser performance is Log Mean Temperature Different (LMTD) and Effectivness - Number of Transfer Unit (NTU).

From the calculation results, with vacuum data which is 0.1106 bar before the overhaul it is known that the heat transfer rate is 83.930623 MW with an effectiveness of 0.9711. And after the overhaul with a vacuum of 0.1057 bar, the heat transfer rate is 85.124902 MW with an effectiveness of 0.9843. The heat transfer rate in the condenser is affected by the condition of the condenser vacuum. The higher the vacuum condenser, the easier the steam to go to the condenser, thus increasing the performance of the condenser.

Keywords : condensor, Heat transfer rate, Performance

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. **Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**, Selaku Dosen Pembimbing dan Dosen Wali yang banyak memberikan ilmu yang bermanfaat, saran, dan maukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
2. **Bapak Ir. Dr. Heru Mirmanto, MT.**, selaku Ketua Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. **Bapak Ir. Suhariyanto, MT.**, selaku koordinator tugas akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. **Para Dosen Penguji** selaku dosen yang memberikan kritik, saran, serta masukan yang sangat bermanfaat untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
5. **Orang Tua dan Keluarga** yang selalu memberikan do'a dan motivasinya. Tanpa do'a dan motivasi penulis tidak bisa menyelesaikan tugas akhir dengan baik.
6. **Seluruh Dosen dan Karyawan** yang telah banyak membimbing penulis dalam menggali ilmu di D3 Teknik Mesin ITS.
7. **Bapak Suwarno Siran** yang telah membimbing dan memberikan informasi selama di PT. PJB UPHT Gresik.

8. **Sindy Nabilla** yang selalu memberi motivasi dan semangat dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.
9. **Nuzulurrohman** yang selalu memberikan masukan dan bantuan selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
10. **Seluruh teman-teman angkatan 2015** yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis. Terimakasih atas segala kritik dan saran serta motivasi yang telah kalian berikan.
11. Semua pihak yang belum disebutkan diatas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini. Akhirnya, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, Januari 2019

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	vi
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xvi
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II.....	5
DASAR TEORI	5
2.1 Gambaran Umum PLTU	5
2.2 Kondensor dan Kondensasi	6
2.3 Analisis Hukum Termodinamika.....	10
2.3.1 Hukum Kekekalan Massa	10
2.3.2 <i>Flow Equation</i>	11

2.3.3 <i>Energy Balance</i>	12
2.4 Analisis Perpindahan Panas.....	15
2.4.1 Perpindahan Panas.....	15
2.4.2 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Dalam Pipa.....	18
2.4.3 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Luar Pipa.....	20
2.4.4 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi	22
2.4.5 Temperatur Dinding Pipa	25
2.4.6 <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	26
2.4.7 <i>Log Mean Temperature Difference</i>	27
2.4.8 Metode NTU (<i>Number of Transfer Unit</i>).....	30
BAB III	32
METODOLOGI	33
3.1 Studi Literatur	33
3.2 Pengambilan Data dan Survey Lapangan	33
3.2.1 <i>Flow Chart</i> Metodologi Penyusunan Tugas Akhir	34
3.3 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	35
3.3.1 <i>Flow Chart</i> Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	35
3.4 ΔT_{LM} di Setiap Zona	37
3.4.1. <i>Flow Chart</i> ΔT_{LM} di setiap zona.....	37
3.5 Perpindahan Panas pada sisi <i>tube</i>	38
3.6 Perpindahan Panas pada Sisi <i>Shell</i>	40
3.6.1 Zona <i>Desuperheat</i> dan <i>Subcooling</i>	40
3.6.1.1 Laju perpindahan Panas pada Zona <i>Desuperheating</i> dan <i>Subcooling</i>	40

3.6.2 Zona <i>Condensing</i>	42
3.6.2.1 <i>Flow Chart</i> Laju Perpindahan Panas pada Zona <i>Condensing</i>	43
3.7 Laju Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer</i> <i>Coefficient Total</i>	45
3.8 Efektifitas Kondensor.....	46
BAB IV.....	48
ANALISIS & PERHITUNGAN.....	49
4.1 Data Spesifikasi dan Data aktual Kondensor blok III.....	49
4.2 Perhitungan Performa Kondensor sebelum <i>Overhaul</i>	50
4.2.1 Perhitungan <i>mass flow rate sea water</i> dan <i>steam</i>	50
4.3 Analisis Perpindahan Panas pada Kondensor.....	53
4.3.1 Perhitungan dengan Metode <i>Log Mean Temperature</i> <i>Difference (LMTD)</i>	54
4.3.2. Koefisien Konveksi di sisi tube.....	55
4.3.3. Koefisien Konveksi di sisi shell.....	56
4.3.4. Perhitungan Overall Heat Transfer.....	64
4.3.5. Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total.....	66
4.4 Perhitungan Efektifitas kondensor.....	68
4.4.1 Perhitungan heat capacity.....	68
4.4.2 Perhitungan <i>Effectiveness</i> – NTU.....	68
4.5 Perhitungan performa kondensor setelah <i>overhaul</i>	69
4.5.1 Perhitungan <i>mass flow rate sea water</i> dan <i>mass flow rate</i> <i>steam</i>	69
4.6 Analisis Perpindahan Panas pada Kondensor.....	71

4.6.1 Perhitungan dengan <i>Metode Log Mean Temperature Difference</i> (LMTD)	73
4.6.2. Koefisien Konveksi di sisi <i>tube</i>	74
4.6.3. Koefisien Konveksi di sisi <i>shell</i>	75
4.6.4. Perhitungan <i>Overall Heat Transfer</i>	83
4.6.5. Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total	85
4.7 Perhitungan Efektifitas kondensor.....	87
4.7.1 Perhitungan <i>heat capacity</i>	87
4.7.2 Perhitungan <i>Effectiveness</i> – NTU	87
BAB V	89
PENUTUP.....	89
5.1 Kesimpulan	89
5.2 Saran	89
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1 Skema PLTU UP Gresik.....	5
Gambar 2 Direct condenser	6
Gambar 3 Single Pass Condenser	7
Gambar 4 Two Pass Condenser.....	8
Gambar 5 (a) parallel Flow, (b) Counter Flow	8
Gambar 6 Zona Kondensasi	9
Gambar 7 Ilustrasi untuk laju aliran massa pada suatu control volume	11
Gambar 8 Konservasi Energi pada Volume Atur	13
Gambar 9 Perpindahan Panas Konduksi.....	15
Gambar 10 Perpindahan panas konduksi pada benda satu- dimensi.....	16
Gambar 11 Perpindahan Panas Konveksi	17
Gambar 12 Boundary Layer	18
Gambar 13 Aliran Fluida Melintasi Aligned Tube (a) dan Staggered tube (b)	20
Gambar 14 Susunan Tube Staggered.....	21
Gambar 15 Film Condensation in radial system	23
Gambar 16 Distribusi temperature untuk aliran parallel	28
Gambar 17 Distribusi temperature untuk aliran counter	29
Gambar 18 flow Chart penyusunan Tugas Akhir	Error!
Bookmark not defined.	
Gambar 19 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona.....	37
Gambar 20 Flow Chart Perpindahan Panas pada Sisi Tube	39
Gambar 21 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona desuperheating dan subcooling.....	42
Gambar 22 Flow Chart Laju Perpindahan Panas pada Zona Condensing	45
Gambar 23 Flow Chart Perhitungan Laju Perpindahan Panas dan Overall Heat Transfer Coefficient Total dan Efektivitas Kondenser	47
Gambar 24 Grafik Distribusi Temperatur.....	53

Gambar 25 Faktor koreksi LMTD untuk HX tipe Shell and tube One shell and any multiple of Two Tube Passes	55
Gambar 26 Skema zona desuperheating pada kondensor tipe Two Passes	56
Gambar 27 Susunan tube staggered.....	57
Gambar 28 Skema zona condensing pada kondensor tipe Two passes	59
Gambar 29 Skema zona subcooling pada kondensor tipe Two Passes	63
Gambar 30 Grafik Distribusi Temperatur.....	72
Gambar 31 Faktor koreksi LMTD untuk HX tipe Shell and tube One shell and any multiple of Two Tube Passes	74
Gambar 32 skema zona desuperheating pada kondensor tipe Two Passes	75
Gambar 33 Susunan tube staggered.....	76
Gambar 34 Skema zona condensing pada kondensor tipe Two passes	78
Gambar 35 Skema zona subcooling pada kondensor tipe Two Passes	82

DAFTAR TABEL

Tabel 1. <i>Mechanic Spesification</i>	49
Tabel 2. Data Operasi Aktual Kondensor sebelum dan setelah <i>Overhaul</i>	50
Tabel 3. <i>Constant for the tube bank in cross flow</i>	58
Tabel 4. <i>Constant for the tube bank in cross flow</i>	77

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan zaman dan teknologi yang begitu pesat menuntut manusia untuk selalu dinamis, dan diiringi dengan bertambahnya kebutuhan listrik. Berdasarkan data Kementerian ESDM tercatat konsumsi listrik masyarakat Indonesia mencapai 112,46 *Tera Watt hour* (TWh) hingga Agustus 2018. Hal ini berkaitan dengan pesatnya pembangunan gedung pencakar langit, pusat perbelanjaan, perumahan baru juga kemajuan dari alat-alat elektronik yang digunakan masyarakat. Kebutuhan akan ini semakin meningkat, mengakibatkan meningkat pula energi listrik yang dibutuhkan. Sampai saat ini, penyediaan energi listrik di Indonesia masih dikelola oleh suatu Badan Usaha Milik Negara yaitu PT. PLN (Persero). PT Pembangkitan Jawa – Bali (disingkat PT PJB) merupakan salah satu anak perusahaan PLN BUMN produsen listrik yang menyuplai kebutuhan listrik di Banten, DKI Jakarta, Jawa Barat, Yogyakarta, Jawa Timur dan Bali.

Pada PT PJB UP Gresik terdapat tiga jenis sistem pembangkit tenaga, diantaranya pembangkit tenaga gas (PLTG), pembangkit tenaga uap (PLTU) dan pembangkit tenaga gas-uap (PLTGU). PLTU adalah unit pembangkit *thermal* dimana uap digunakan untuk menggerakkan turbin. Komponen utama pada PLTU yaitu boiler, generator, kondensor, pompa, *water heater*, kipas penekan udara (*force draft fan*), pemanas udara (*air heater*), turbin uap, kipas penghisap (*induced draft fan*) dan pipa-pipa. Sedangkan pada PLTG turbin digerakkan oleh panas yang dihasilkan oleh bahan bakar gas dan PLTGU merupakan gabungan dari prinsip kerja PLTG dan PLTU.

Salah satu komponen utama dari PLTU yaitu kondensor merupakan tempat terjadinya proses kondensasi uap, dimana uap berubah fase menjadi cair. Uap tersebut, sebelumnya dimanfaatkan untuk memutar turbin. Hal ini bertujuan untuk menghemat

penggunaan air karena air terus tersirkulasi, serta dapat menjaga kemurnian air yang digunakan dalam sistem boiler. Pendinginan di kondensor menggunakan media air laut yang dialirkan didalam tube condenser.

1.2 Perumusan Masalah

Kondensor merupakan salah satu komponen utama dalam suatu siklus pembangkit daya. Efisiensi dari kondensor tentunya juga akan berpengaruh pada efisiensi siklus dan kerja kondensor juga akan berpengaruh pada komponen lain dalam satu siklus. Untuk mempertahankan efisiensi yang baik pada kondensor salah satunya yaitu dengan melakukan perawatan atau perbaikan pada komponen-komponen dari kondensor itu sendiri, guna menstabilkan performa dan efisiensi dari kondensor.

Maka dapat diambil beberapa rumusan masalah yang berhubungan dengan tugas akhir ini untuk mendapatkan performa kondensor, yaitu :

1. Berapa laju perpindahan panas pada kondensor PLTU Blok III sebelum *overhaul* dan sesudah *Overhaul* ?
2. Berapa efektifitas kondensor PLTU Blok III sebelum *Overhaul* dan sesudah *overhaul* ?

1.3 Tujuan

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menghitung performa kondensor pada PLTU Blok III.
2. Menghitung koefisien perpindahan panas tiap zona pada Kondensor PLTU Blok III.
3. Menghitung laju perpindahan panas total pada kondensor PLTU Blok III.
4. Menganalisa pengaruh *overhaul* pada performa kondensor PLTU Blok III PT. PJB U P Gresik.

1.4 Batasan Masalah

Untuk memperkecil ruang lingkup dan memudahkan dalam analisis masalah dibutuhkan adanya pembatasan masalah. Maka diberikan batasan-batasan sebagai berikut :

1. Analisis menggunakan data spesifikasi dan data actual Kondensor pada PLTU Blok III.
2. Menghitung laju perpindahan panas berdasarkan LMTD.
3. Perhitungan dilakukan pada kondisi steady state.
4. Analisis perpindahan panas hanya menggunakan konduksi dan konveksi dengan mengabaikan radiasi.
5. Perpindahan panas ke lingkungan dianggap tidak ada.
6. Aliran dalam tube diasumsikan *fully developed*.
7. Perubahan energy kinetic dan potensial diabaikan.

1.5 Manfaat Penulisan

Manfaat yang dapat diambil dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Memperdalam ilmu perpindahan panas
2. Memberikan referensi pada pihak PT. PJB UP Gresik mengenai tindak perawatan terhadap Kondensor
3. Sebagai referensi untuk meningkatkan efisiensi pembangkit dalam hal teknik.
4. Mengetahui pengaruh perlakuan *overhaul* terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor.

1.6 Sistematika Penulisan

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, tujuan penulisan, manfaat penulisan, batasan permasalahan dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi tentang teori dan persamaan - persamaan yang mendasari perumusan masalah Kondensor. Dalam dasar teori dari sumber ataupun literature yang digunakan selama perhitungan perpindahan panas.

BAB III METODE PENELITIAN

Bab ini menjelaskan langkah – langkah penulisan tugas akhir melalui diagram alir.

BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

Bab ini membahas mengenai cara – cara perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor dari data yang diperoleh. Kemudian menganalisa performa kondensor sebelum dan sesudah *overhaul*.

BAB V PENUTUP

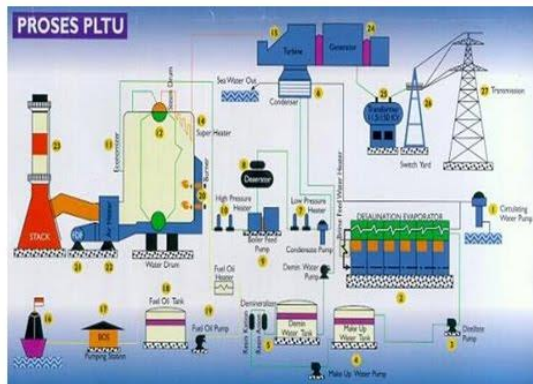
Bab ini memaparkan kesimpulan yang diperoleh selama pembuatan tugas akhir ini yang merupakan ringkasan jawaban dari permasalahan yang dipilih. Dan berisikan saran – saran dari penulis.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Gambaran Umum PLTU

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) bekerja menghasilkan listrik dengan memanfaatkan uap yang akan memutar turbin. Putaran turbin tersebut akan memutar generator dan generator mengubah energi mekanis menjadi energi listrik yang kemudian dilakukan proses selanjutnya sehingga menjadi listrik yang kita gunakan sehari-hari.



Gambar 1 Skema PLTU UP Gresik

Secara Umum prinsip kerja PLTU yaitu PLTU menggunakan fluida kerja air uap yang bersirkulasi secara tertutup. Siklus tertutup artinya menggunakan fluida yang sama secara berulang-ulang. Urutan sirkulasinya secara singkat adalah sebagai berikut :

- Pertama air diisikan ke boiler hingga mengisi penuh seluruh luas permukaan pemindah panas. Didalam boiler air ini dipanaskan dengan gas panas hasil pembakaran bahan bakar dengan udara sehingga berubah menjadi uap.
- Kedua, uap hasil produksi boiler dengan tekanan dan temperatur tertentu diarahkan untuk memutar turbin sehingga menghasilkan daya mekanik berupa putaran.

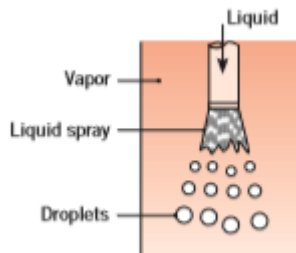
- Ketiga, generator yang dikopel langsung dengan turbin berputar menghasilkan energi listrik sebagai hasil dari perputaran medan magnet dalam kumparan, sehingga ketika turbin berputar dihasilkan energi listrik dari terminal output generator
- Keempat, Uap bekas keluar turbin masuk ke kondensor untuk didinginkan dengan air pendingin agar berubah kembali menjadi air yang disebut air kondensat. Air kondensat hasil kondensasi uap kemudian digunakan lagi sebagai air pengisi boiler. Demikian siklus ini berlangsung terus menerus dan berulang-ulang.

2.2 Kondensor dan Kondensasi

Kondensor merupakan salah satu alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang digunakan untuk mengkondensasikan uap atau merubah fase uap menjadi cair. Dalam proses kondensasi terdapat dua teknik yaitu menggunakan kondensor kontak langsung dan kondensor tidak kontak langsung.

1. Kondensor kontak langsung (*direct contact condenser*)

Direct contact condenser melakukan proses kondensasi dengan cara mencampurkan uap dan air pendingin. Salah satu contohnya adalah *spray condenser* dimana air pendingin disemprotkan dan bercampur dengan uap air dalam suatu tabung sehingga terbentuk air kondensat.



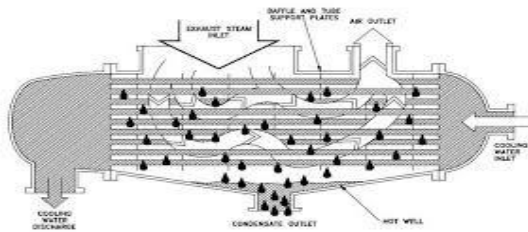
Gambar 2 Direct condenser

2. Kondensor Tidak Kontak Langsung (*Surface Condenser*)

Pada *Surface Condenser* air pendingin dan uap yang didinginkan tidak bercampur. Salah satu dari *surface condenser* adalah *shell and Tube condenser*, air pendingin berada dalam pipa-pipa (*tubes*) pendingin sedangkan uap yang terkondensasi didalam cangkang (*shell*). Heat exchanger tipe *shell and tube* terbagi atas dua jenis berdasarkan bentuk tube-nya yaitu :

a. Single pass

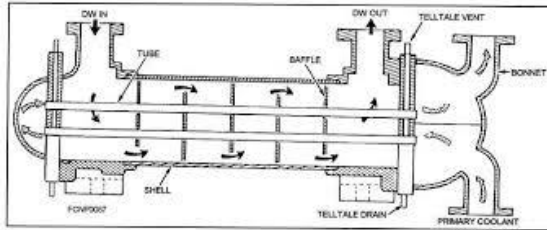
Air pendingin pada kompresor jenis *single pass* ini hanya digunakan sekali siklus pendingin. Uap masuk kedalam *steam inlet connection*, kemudian uap akan bersentuhan dengan permukaan *tube* yang berisi air pendingin dengan temperature yang lebih rendah.



Gambar 3 Single Pass Condenser

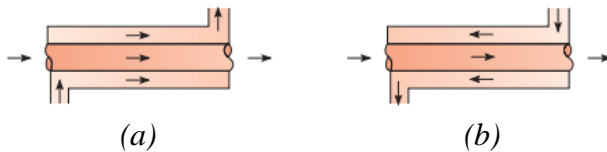
b. Two Pass

Kondensor jenis *Two pass* memiliki prinsip kerja yang sama dengan kondensor jenis *single pass*, letak perbedaannya terdapat pada aliran air pendingin yang dua kali digunakan dalam satu kali proses pendinginan.



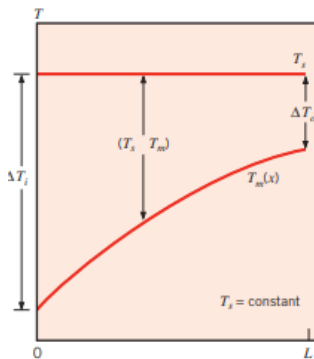
Gambar 4 Two Pass Condenser

Berdasarkan alirannya *surface condenser* terbagi atas *parallel flow* dan *counter flow*. Pada *parallel flow* arah aliran masuk dan keluar antara uap dan air pendingin searah, berbeda dengan *counter flow* yang alirannya berbeda.



Gambar 5 (a) parallel Flow, (b) Counter Flow

Sedangkan proses kondensasi merupakan suatu proses yang terjadi ketika temperature uap berada dibawah temperature jenuhnya, akibat dari uap jenuh bersentuhan dengan media yang memiliki temperature lebih rendah. Dalam proses kondensasi idealnya, kalor yang dilepas oleh uap tidak membuat temperaturnya berubah, tetapi terjadi perubahan fase (kalor laten). Sedangkan kalor yang diterima oleh air pendingin mengalami perubahan temperature tanpa terjadi perubahan fase (kalor sensible).



Gambar 6 Zona Kondensasi

Pada PLTU blok III PT PJB UP Gresik digunakan kondensor bertipe surface kondensor dengan dua laluan (*shell and tube*). Kondensor mengkondensasikan uap dari Low Pressure Turbine menjadi air untuk kemudian digunakan kembali. Pada proses kondensasi tekanan dalam kondensor di design memiliki tekanan vacuum dengan menurunkan tekanan dalam kondensor menggunakan air ejector. Kondisi vakum terjadi karena *nozzle* pada air ejector, dimana steam dari *Auxiliary Steam HP Turbine* dilewatkan percabangan *LP Turbine* dari kondensor. Pada kondisi ini steam dari *LP Turbine* tertarik dengan lebih cepat dengan tingkat kondensasi yang lebih rendah. Steam dari pencampuran *Auxiliary Steam Turbine* dan *LP Turbine* didalam air ejector kemudian mengalami kondensasi karena kontak dengan air kondensat

dari *Condensate Expansion Pump (CEP)* dan dialirkan kembali ke hotwell. Air kondensat yang naik temperaturnya kemudian dialirkan menuju *Gland Steam Condenser (GSC)* yang kemudian akan dialirkan ke *Low Pressure Heater* sedangkan air kondensat dalam *GSC* yang memiliki tekanan rendah akan dialirkan kembali ke hotwell untuk dinaikkan tekanannya dengan *CEP*.

2.3 Analisis Hukum Termodinamika

Suatu sistem pembangkit daya tentunya tidak dapat terpisahkan dengan termodinamika. Jika ditinjau dengan detail komponen pada suatu sistem pembangkit daya sangatlah kompleks, sehingga diperlukan pendekatan yang mempermudah analisa. Analisa dengan hokum termodinamika merupakan salah satunya, karena termodinamika merupakan ilmu yang berkaitan dengan kalor dan kerja.

2.3.1 Hukum Kekekalan Massa

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), maka

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \Sigma_i \dot{m}_i - \Sigma_e \dot{m}_e \dots\dots\dots(2.1)$$

Keterangan :

$\frac{dm_{cv}}{dt}$ = 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

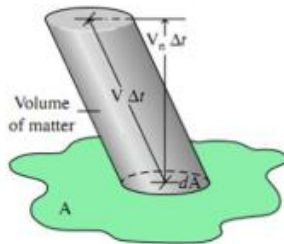
bahwa *control volume* dalam keadaan steady. Salah satu kondisi yang steady ini meliputi aliran massa, sehingga sesuai dengan hokum kekekalan massa dimana $\frac{dm_{cv}}{dt} = 0$, maka persamaannya menjadi :

$$\Sigma_i \dot{m}_i = \Sigma_e \dot{m}_e \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana ini merupakan sisi masuk dan out merupakan sisi keluar. Dari persamaan diatas dapat disimpulkan bahwa :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e \dots\dots\dots(2.3)$$

2.3.2 Flow Equation



Gambar 7 Ilustrasi untuk laju aliran massa pada suatu control volume

Mass Flow rate yang masuk dan keluar pada suatu *control volume* dapat menghasilkan *properties* di daerah tertentu dengan memperhatikan banyaknya fluida yang mengalir dengan kecepatan relative (V_n) sepanjang luasan (dA) pada interval waktu tetrtentu (Δt). Apabila dikalikan dengan density (ρ) maka akan memberikan hasil serupa sejumlah massa yang melewati luasan benda pada waktu tertentu

$$\dot{m} \rho (V_n \Delta t) dA \dots\dots\dots(2.4)$$

Jika dibagi dengan Δt dan mengambil harga limitnya dengan Δt mendekati nol, maka laju aliran massa sesaat yang melintasi luasan dA adalah :

$$\rho V_n dA \dots \dots \dots \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta m}{\Delta t} \right) = \dots \dots \dots (2.5)$$

Bila persamaan (2.5) diintegral sepanjang area A yang dilewati oleh suatu massa, maka *mass flow rate* :

$$\dot{m} \int \rho V_n dA \dots \dots \dots (2.6)$$

Pada one-dimensional *flow* atau aliran yang melewati suatu luas area tertentu yang sama (A) dengan satu kecepatan tertentu (V) maka persamaan (2.6) dapat dituliskan seperti berikut :

$$\dot{m} = \rho V A \dots \dots \dots (2.7)$$

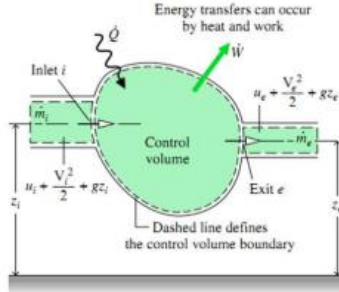
Keterangan :

- \dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)
- Δt = Perubahan waktu (s)
- ρ = Massa jenis aliran (kg/m³)
- V_n = Kecepatan relative aliran (m/s)
- dA = Luasan (m²)

2.3.3 Energy Balance

Secara umum perpindahan panas merupakan proses berpindahnya energy panas dari suatu tempat ke tempat lain akibat adanya perbedaan temperature. Pada sistem tertutup (close loop) hanya ada dua energy yang berpengaruh yaitu kalor pada suatu boundary layers dan kerja pada suatu

control volume. Perubahan energy dalam dari suatu sistem bergantung pada kerja yang dilakukan sistem tersebut.



Gambar 8 Konservasi Energi pada Volume Atur

Berdasarkan gambar 2.8 perubahan energy persatuan waktu pada suatu *control volume* dapat dituliskan dengan persamaan berikut :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left(u_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i \right) - \dot{m}_e \left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) \quad (2.8)$$

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. Sedangkan laju perpindahan energy melalui kerja dapat dinyatakan dengan 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,

$$\dot{W} = \dot{W}_{CV} + \dot{m}_e (p_e \times v_e) - \dot{m}_i (p_i \times v_i) \dots (2.9)$$

Dengan $AV = \dot{m}v$, maka :

$$\dot{W} = \dot{W}_{CV} + (p_e \times A_e) \times V_e - (p_i \times A_i) \times V_i$$

Jika persamaan (2.8) dan persamaan (2.9) di substitusikan, maka :

$$\begin{aligned} \frac{dE_{cv}}{dt} &= \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \dot{m}_i \left(u_i + p_i v_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) \\ &- \dot{m}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) \dots\dots\dots(2.13) \end{aligned}$$

Jika $u + pv = h$, maka :

$$\begin{aligned} \frac{dE_{cv}}{dt} &= \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m}_e \left(h_e + \right. \\ &\left. \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) \dots\dots\dots(2.12) \end{aligned}$$

Keterangan :

$\frac{dE_{cv}}{dt}$ = perubahan energy persatuan waktu

\dot{Q} = kalor yang dipindahakan per satuan waktu (kW)

\dot{W} = kerja yang dikenakan per satuan waktu (kW)

u = energy dalam (kJ/kg)

p = tekanan (N/m²)

v = Volume spesifik (m³/kg)

V = kecepatan (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

z = ketinggian (m)

h = enthalpy (kJ/kg)

Apabila diasumsikan *steady state*, tidak ada kerja yang keluar dan tidak ada energy mekanik, serta aliran yang

masuk dan keluar sama $\dot{m} = \dot{m}_i = \dot{m}_e$ maka dapat dituliskan :

$$Q = \dot{m} \times (h_i - h_e) \dots \dots \dots (2.13)$$

Ketika keadaan keluar dan masuk terdapat perubahan suhu (kalor sensible) dan fluida mendekati keadaan gas idealnya, maka :

$$h_i - h_e = c_p (T_i - T_e) \dots \dots \dots (2.14)$$

Bila disubsitusikan persamaan (2.13) dan persamaan (2.14) dapat dituliskan seperti berikut :

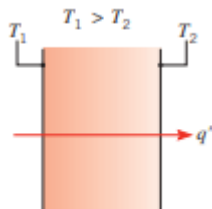
$$Q = \dot{m} \times c_p \times (T_i - T_e) \dots \dots \dots (2.15)$$

2.4 Analisis Perpindahan Panas

Perpindahan panas merupakan suatu peristiwa yang tak pernah lepas dari kehidupan sehari-hari. Misalnya memasak nasi, membuat kopi, menjemur pakaian dan sebagainya. Terdapat tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yang diketahui, yaitu konduksi, konveksi dan radiasi. Pada tugas akhir ini hanya menjelaskan perpindahan konduksi dan konveksi saja, sedangkan untuk perpindahan panas secara radiasi tidak dijelaskan.

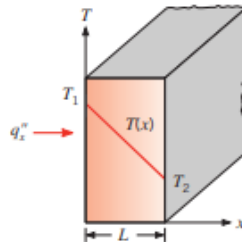
2.4.1 Perpindahan Panas

1. Konduksi



Gambar 9 Perpindahan Panas Konduksi

Bila pada suatu media diam baik cair maupun padat terdapat suatu *gradient* temperature, maka inilah yang disebut dengan perpindahan panas konduksi. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang bergerak dari energy tinggi menuju energy yang lebih rendah akibat dari interaksi antar partikel pada suatu media. Ketika partikel saling bersinggungan dan terdapat perbedaan energy antar partikel tersebut maka terjadilah perpindahan panas.



Gambar 10 Perpindahan panas konduksi pada benda satu-dimensi

Berdasarkan gambar 2.10 dengan distribusi temperature (T_x) maka persamaan heat flux atau yang dikenal dengan hukum *fourier* dapat dituliskan pada persamaan berikut :

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(2.16)$$

Laju perpindahan panas secara konduksi melewati suatu luasan tertentu merupakan hasil perkalian dari heat flux dan luasan tersebut $q_x = q_x'' \times A$, maka persamaan laju perpindahan panas konduksi adalah sebagai berikut :

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(2.17)$$

Keterangan :

q_x = Laju Perpindahan Panas kearah sumbu X positif (W)

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

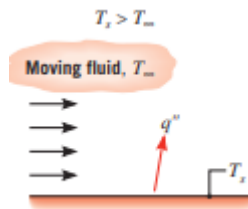
A = luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas (m^2)

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

Tanda minus (-) merupakan konsekuensi bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah.

2. Konveksi

Konveksi merupakan perpindahan panas antara permukaan zat dengan fluida bergerak. Contohnya air panas dalam wadah yang ditiup lama kelamaan akan menjadi dingin. Ini terjadi akibat kalor yang berpindah dengan perantara fluida yang bergerak berupa tiupan. Contoh tersebut tergolong dalam konveksi secara paksa, atau konveksi yang terjadi akibat adanya gerakan mekanis dari faktor eksternal. Sedangkan kategori konveksi yang lain adalah *natural convection* dimana konveksi terjadi tanpa adanya faktor eksternal.



Gambar 11 Perpindahan Panas Konveksi

Newton's law of cooling menjelaskan mengenai hukum laju perpindahan panas konveksi sebagai berikut :

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.18)$$

Keterangan :

$$q'' = \text{Heat Flux } \left(\frac{W}{m^2} \right)$$

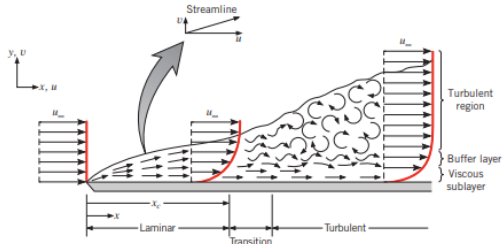
$$h = \text{Koefisien Konveksi } \left(\frac{W}{m^2k} \right)$$

T_s = Temperature Surface (K)

T_∞ = Temperatur rata-rata fluida (K)

2.4.2 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Dalam Pipa

Perpindahan panas yang terjadi didalam suatu pipa merupakan aliran internal dimana boundary layer tidak memungkinkan untuk berkembangan karena dibatasi oleh surface. Hal ini berbalikan dengan perpindahan panas pada aliran eksternal dimana mungkin terjadi perkembangan boundary layer. Dalam aliran internal dapat terbagi atas tiga daerah aliran yaitu aliran laminar, aliran transisi dan aliran turbulen seperti gambar berikut :



Gambar 12 Boundary Layer

- Aliran Laminer
 Aliran laminar didefinisikan sebagai fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan membentuk garis-garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain. Partikel fluida mengalir dengan bentuk garis lurus dan sejajar. Aliran laminar memiliki bilangan *Reynold* kurang dari 2300. Dengan persamaan *Nusselt Number* sebagai berikut :

$$Nu_d = \frac{hD}{k} = 4.36 (q''_s = \text{constant}) \dots \dots \dots (2.19)$$

$$Nu_d = 3.66 (T_s = \text{constant}) \dots \dots \dots (2.20)$$

Keterangan :
 Nu_d = *Nusselt number*
 H = Koefisien konveksi ($\frac{W}{m^2 k}$)
 D = Diameter (m)

K = Konduktifitas Termal ($\frac{W}{mk}$)

- Aliran Transisi
Aliran Transisi merupakan aliran fluida yang memiliki sifat terkadang seperti aliran laminar dan terkadang seperti aliran turbulen. Aliran transisi memiliki bilangan *Reynold* sama dengan 2300.
- Aliran Turbulen
Pada aliran turbulen pergerakan partikel fluida sangat tidak menentu, fluida bergerak secara acak dan tidak menentu dengan kecepatan yang berfluktuasi. Aliran turbulen memiliki bilangan *Reynold* lebih dari 2300. Dengan persamaan *Nusselt Number* sebagai berikut :

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots (2.21)$$

$$\left| \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_d \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right|$$

Keterangan :
 Nu_d = *Nusselt Number*
 Re_d = *Reynold Number*
 Pr = *Prandtl Number*
 $N = 0.4$ untuk *heating*, 0.3 untuk *cooling*

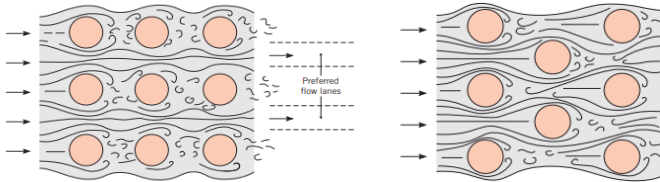
Untuk mengetahui jenis alirannya maka digunakan persamaan :

$$Re_d = \frac{\rho V D}{\mu} \dots\dots\dots (2.202)$$

Keterangan :
 Nu_d = *Nusselt Number*
 Re_d = *Reynold Number*
 V = Kecepatan aliran (m/s)
 ρ = Massa jenis aliran (kg/m³)
 D = Diameter pipa dalam (m)

2.4.3 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Luar Pipa

Pada perpindahan panas di *shell* susunan *tube* sangat berpengaruh pada koefisien 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 berkelu-kliku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 13 Aliran Fluida Melintasi Aligned Tube (a) dan Staggered tube (b)

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran eksternal pada bank of *tubes* dapat menggunakan persamaan yang sama dengan mencari koefisien konveksi didalam *tube*, letak perbedaannya ada pada penggunaan ukuran diameter *tube*, bila koefisien konveksi didalam pipa menggunakan diameter dalam maka koefisien konveksi diluar pipa menggunakan diameter luar. Sedangkan dalam mencari nilai *Nusselt Number* digunakan persamaan Zukauskas disertai korelasinya sebagai berikut :

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots\dots\dots(2.23)$$

$$N_L > 20$$

$$0.7 < Pr < 500$$

$$1000 < Re_{Dmax} < 2 \times 10^6$$

Keterangan :

C = Konstanta *tube bank* aliran *cross flow*

Nu_d = *Nusselt Number*

$Re_D = \text{Reynold Number}$

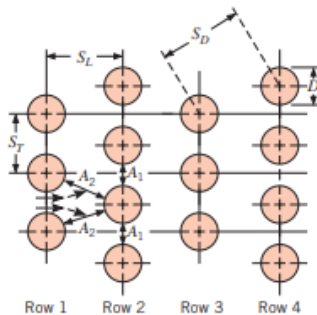
$Pr = \text{Prandtl Number}$

$Pr_s = \text{Prandtl Number bagian surface}$

$N = 0.37 (Pr \leq 10) ; 0.36 (Pr \geq 10)$

Selain itu juga dapat menggunakan persamaan dari *Churchill and Bernstein* untuk semua nilai Re_D dengan $Pr \leq 0.2$, sebagai berikut :

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \dots\dots\dots(2.24)$$



Gambar 14 Susunan Tube Staggered

Pada susunan *Staggered*, kecepatan maksimum terjadi pada A_1 maupun A_2 , sehingga untuk memperoleh nilai V_{Max} dapat digunakan persamaan :

V_{Max} terjadi di A_1 dengan syarat :

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \dots\dots\dots(2.25)$$

Dengan Persamaan :

$$V_{\text{Max}} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V \dots\dots\dots(2.26)$$

Sedangkan V_{Max} dapat terjadi di A_2 dengan syarat,

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{S_T + D}{2} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dengan persamaan :

$$V_{\text{Max}} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} \times V \dots\dots\dots(2.28)$$

Untuk mengetahui jenis alirannya maka digunakan persamaan :

$$Re_d = \frac{\rho V D}{\mu} \dots\dots\dots(2.29)$$

Keterangan :

$Nu_d = Nusselt \ Number$

$Re_d = Reynold \ Number$

$V =$ Kecepatan aliran (m/s)

$\rho =$ Massa jenis aliran (kg/m³)

$D =$ Diameter pipa luar (m)

2.4.4 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi

Zona *condensing* merupakan zona dimana fase uap mulai beruba menjadi fase cair. Perpindahan panas di daerah kondensasi dapat dianalisa melalui lapisan *tube* yang terkondensasi pada sistem radial pada horizontal *tube*.

Pada prinsipnya, kondensasi yang terjadi pada kondensor terbagi atas dua jenis, yaitu :

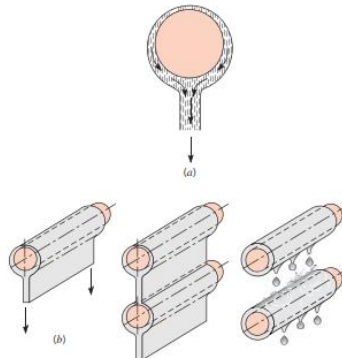
1. *Dropwise Condensation*

Pada *Dropwise Condensation*, embun akibat proses kondensasi berbentuk bitnik-bintik, oleh karena gaya gravitasi dan beratnya

sendiri bitnik tersebut jatuh dan menetes secara terus menerus. *Dropwise condensation* hanya terjadi pada permukaan yang benar-benar licin.

2. Film Condensation

Pada kondensasi jenis ini, embun yang terbentuk akibat proses kondensasi membentuk lapisan tipis seperti film yang menyelubungi dinding *tube*. Seperti pada *dropwise condensation* embun ini kemudian jatuh menjadi air kondensat akibat gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri.



Gambar 15 Film Condensation in radial system

Akan tetapi, selama proses kondensasi tidak dapat dipastikan secara tepat proses apa yang terjadi sehingga jenisnya dianggap *film condensation*, karena pada *dropwise condensation* tentunya hanya terjadi pada permukaan yang benar-benar licin. Dimana koefisien konduksinya bisa dihitung dengan cara sebagai berikut :

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_D}{k_1} = C \left(\frac{g \times \rho l \times (\rho l - \rho v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_1 \times \mu_1 \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots(2.30)$$

Keterangan :

\overline{Nu}_D = Nusselt Number rata-rata

g = gaya gravitasi (m/s^2)

ρ_l = Massa jenis air kondensat pada temperature film (kg/m^3)

ρ_v = Massa jenis steam (kg/m^3)

D_o = Diameter luar (m)

h'_{fg} = kalor laten penguapan (J/kg)

K_1 = konduktivitas thermal air kondensat pada temperature film (kg/m^3)

μ_1 = Visikositas absolut air kondensat pada tempertur film (kg/m^3)

T_{sat} = Temperatur saturasi (K)

T_s = Temperatur *Surface* (K)

Dengan $C= 0.826$ untuk bola dan $C= 0.792$ untuk *tube*. Untuk *tube* yang dipasang secara horizontal tanpa fin dengan banyak *tube* adalah N , maka koefisien rata-ratanya adalah sebagai berikut,

$$\bar{h}_{D,N} = \bar{h}_D N^n \dots\dots\dots(2.31)$$

\bar{h}_D merupakan koefisien *heat transfer* untuk bagian atas *tube*. Analisis *Nusselt Number* dapat dihitung 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 harga h'_{fg} dapat dicari dengan menggunakan rumus *Jacob Number*, yaitu :

$$Ja = \frac{c_{pf} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \dots\dots\dots(2.32)$$

Sehingga h'_{fg} ,

$$h'_{fg}=(1+0.68Ja) \dots\dots\dots(2.33)$$

Keterangan :

Ja = *Jacob Number*

C_{pf} = Spesfic heat (kJ/kg K)

H_{fg} dan h' _{fg} = heat of vaporation (kJ/kg)

T_s = Temperatur *surface* (K)

T_{sat} = Temperatur saturasi (K)

2.4.5 Temperatur Dinding Pipa

Dalam mencari temperature dinding pipa digunakan metode iterasi dimana metode ini menggunakan secara berulang ulang hingga didaptkam harga asumsi yang mendekati harga aktualnya. Nilai koefisien konveksi perpindahan panas secara paksa dan nilai koefisien perpindahan panas konduksi dihitung menggunakan temperature dinding asumsi. Kemudian temperature dinding dhitung dan hasilnya dibandingkan dengan temperature dinding asumsi, hingga didapatkan nilai penyimpangannya. Semakin kecil nilai penyimpangannya maka hasil asumsi akan lebih dekat dengan hasil aktualnya.

Beda temperature pada pipa *cross* Tc-Ts diabaikan dan dianggap temperature pada seluruh *tube* sebagai temperature luar dinding pipa (Tsat) ,

$$R_{tot}=\Sigma R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \dots\dots\dots(2.34)$$

$$q = \frac{\Delta T}{\Sigma R_t}$$

$$\frac{T_{sat}-T_c}{\frac{1}{h_o}+\frac{1}{h_i D_o}} = \frac{T_s-T_c}{\frac{1}{h_i D_o}} \dots\dots\dots(2.35)$$

Maka, temperature dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$T_s = T_{\text{mean}} + \frac{h_o D_i}{h_o D_i + h_i D_o} (T_{\text{sat}} - T_{\text{mean}}) \dots\dots\dots(2.36)$$

Keterangan :

T_s = Temperatur *surface* (K)

T_{mean} = Temperatur rata-rata (K)

h_o = koefisien konveksi diluar tube (W/m²K)

h_i = koefisien konveksi didalam tube (W/m²K)

D_o = Diameter luar pipa (m)

D_i = Diameter dalam pipa (m)

2.4.6 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan termal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas atau koefisien perpindahan panas gabungan yang meliputi seluruh koefisien yang ada mulai dari fluida dingin sampai ke fluida panas, termasuk juga adanya faktor kerak (*fouling factor*) yang mungkin terjadi setelah pesawat digunakan. Untuk *heat exchanger* tipe turbulen tanpa fin, *Overall heat transfer* dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Dari persamaan (2.34), maka :

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

Dalam permasalahan ini, tahanan thermal melibatkan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder, dan tahanan konveksi aliran-aliran diluar silinder, sehingga dapat ditulis dengan persamaa berikut :

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

Dari persamaan diatas dapat didapatkan pula persamaan untuk *Overall heat transfer coefficient* yaitu :

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

Jika memperhitungkan *fouling factor* (kerak) persamaan menjadi:

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

Keterangan :

U = Overall heat transfer coefficient (W/mK)

h_o = koefisien konveksi diluar *tube* (W/m²K)

h_i = koefisien konveksi didalam *tube* (W/m²K)

r_o = jari-jari luar *tube* (m)

r_i = jari-jari dalam *tube* (m)

k = Konduktivitas thermal (W/mK)

$R''_{f,o}$ = *fouling factor* diluar *tube* (m²K/W)

$R''_{f,i}$ = *fouling factor* didalam *tube* (m²K/W)

2.4.7 Log Mean Temperature Difference

Log Mean Temperature Difference merupakan metode yang digunakan untuk mencari temperature rata-rata yaitu dari temperature inlet dan temperature outlet fluida pada *heat exchanger*. Berikut ini persamaannya :

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

keterangan :

q = Laju perpindahann panas (W)

U = Overall heat transfer coefficient (W/mK)

A = luasan bidang (m²)

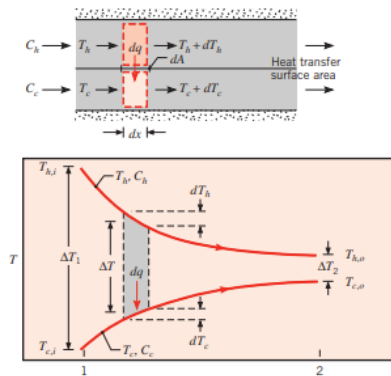
ΔT_{LM} = Perbedaan temperature rata-rata (K)

Dimana, persamaan ΔT_{LM} adalah sebagai berikut :

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

Sebelum menentukan LMTD, terlebih dahulu menentukan jenis alirannya. Berdasarkan arah alirannya *heat exchanger* terbagi atas tiga aliran sebagai berikut :

1. *Parallel flow*



Gambar 16 Distribusi temperature untuk aliran parallel

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}} \dots \dots \dots (2.43)$$

Keterangan :

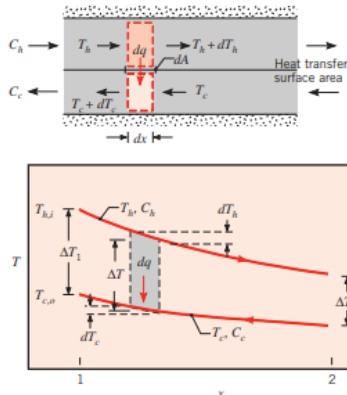
$T_{h,i}$ = temperature masuk fluida panas (K)

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

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

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

2. *Counter flow*



Gambar 17 Distribusi temperature untuk aliran counter

Dari gambar distribusi temperature tersebut maka,

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \dots\dots\dots(2.45)$$

Sehingga persamaan (2.42) dapat dituliskan menjadi :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}} \dots\dots\dots(2.46)$$

Keterangan :

$T_{h,1}$ = temperature masuk fluida panas (K)

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

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

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

3. *Multipass and cross flow*

Tipe aliran ini membutuhkan *factor* koreksi dengan hasil perhitungan yang tepat.

$$\Delta T_{LM} = F \Delta T_{LM,cf} \dots\dots\dots(2.47)$$

Keterangan :

ΔT_{LM} = perbedaan temperature rata-rata (K)

F = temperature keluar fluida panas (K)

$\Delta T_{LM,cf}$ = Perbedaan temperature rata-rata untuk *multipass and cross flow* (K)

2.4.8 Metode NTU (*Number of Transfer Unit*)

Pengecekan terhadap performa kondensor yang telah diketahui jenis, jenis dan ukurannya dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Effectivness NTU*. *Effectivness* (ϵ) adalah rasio perbandingan antara laju perpindahan actual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu *heat exchanger*. *Effectivness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \epsilon < 1$. Sehingga untuk semua *heat exchanger effectiveness* dinyatakan dalam persamaan berikut,

$$\epsilon = f \left| NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right| \dots\dots\dots(2.48)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots\dots\dots(2.49)$$

Dimana,

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

Dengan C_{min} diperoleh dari nilai terkecil antara C_c dan C_h , seperti berikut :

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{pc} \dots\dots\dots(2.51a)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \dots\dots\dots(2.51b)$$

Keterangan :

C_c = heat capacity rate fluida dingin (W/K)

C_h = 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/kg K)

c_{ph} = kalor spesifik fluida panas (J/kg K)

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 lugas digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*. Persamaan dari NTU yaitu sebagai berikut :

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots(2.52)$$

Pada kondensor bertipe *shell and tube*, maka persamaan untuk mencari efektivitas adalah sebagai berikut :

$$\varepsilon = 2 \quad 1 + C_r(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp\left| \frac{-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}}{2} \right|^{-1}}{1 - \exp\left| \frac{-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}}{2} \right|} \quad (2.53)$$

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

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots\dots\dots(2.54)$$

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI

Untuk dapat menganalisis pengaruh perlakuan *overhaul* terhadap laju kondensasi dan efektifitas kondensor, maka diperlukan metode analitis dan matematis. Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi dalam penyusunan laporan tugas akhir ini.

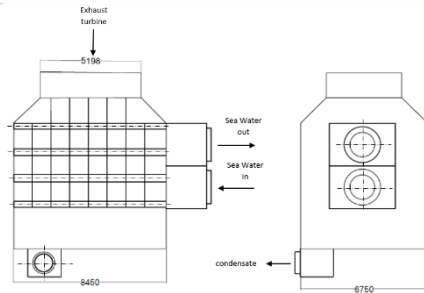
3.1 Studi Literatur

Pada tahapan studi literature penulis mencoba memahami permasalahan pengaruh perlakuan *overhaul* pada kondensor dengan laju perpindahan panas dan efektivitas. Dengan studi literature ini, penulis dapat mencarо kemungkinan yang terjadi sehingga diketahui dugaan awal bagaimana pengaruh permasalahan itu bisa terjadi sehingga dapat menyusun hipotesa. Studi literature ini dilakukan pada perpustakaan, *control room*, diskusi dengan mentor, dosen pembimbing, serta pihak lapangan. Untuk menambah refrensi, media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

3.2 Pengambilan Data dan Survey Lapangan

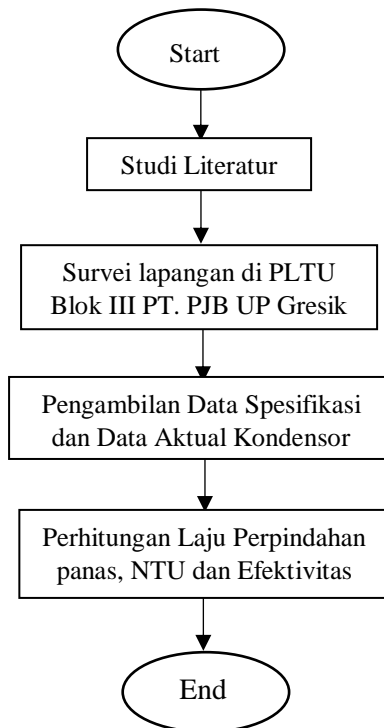
Dalam perhitungan efektifitas, laju perpindahan panas, efisiensi unit, dan lain-lain, penulis membutuhkan data-data tertentu baik secara teoritis maupun actual, sehingga mampu menghasilkan perhitungan yang sesuai dan akurat. Data yang diambil adalah data spesifikasi kondensor, desain kondensor, data *properties* actual dari local 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.



Gambar 18 Skema Kondensator PLTU Blok III PT. PJB UP Gresik

3.2.1 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir



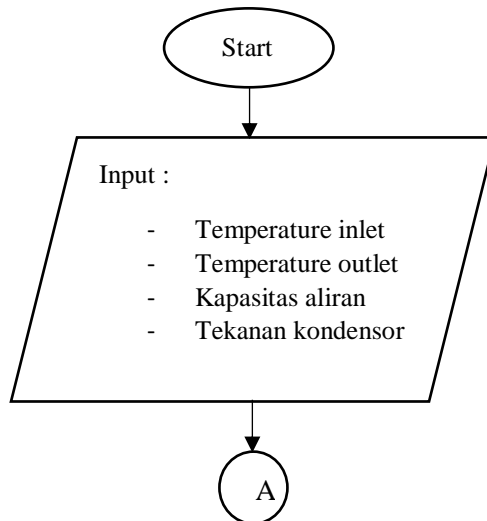
3.3 Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

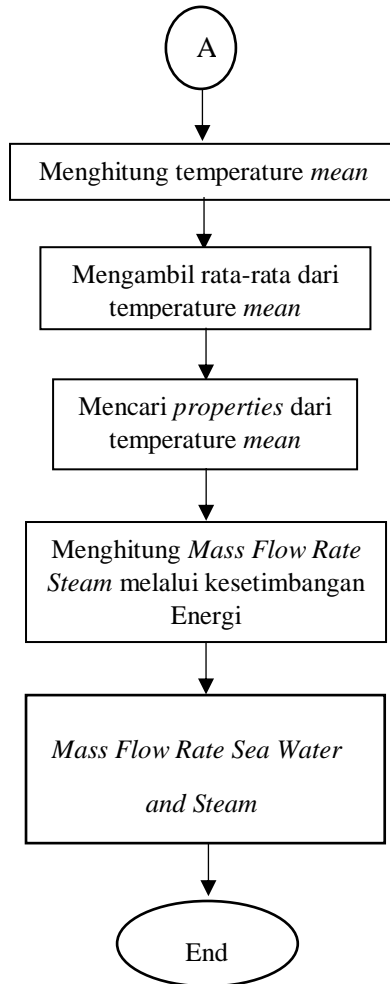
Pada sisi tube, input data yang diperlukan adalah temperatur air laut yang masuk, keluar kondensor dan kapasitas aliran air laut serta tekanan pada kondensor. Temperatur air laut yang berubah-ubah tergantung dengan keadaan alam, membuat keadaan perpindahan panas kondensor sangat berfluktuasi. Oleh karena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

Nilai dari temperature air laut ini didapatkan dari rata-rata temperature masuk dan keluar kondensor selama bulan juni dan juli (02 Juni 2017 – 15 Juli 2017). Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan, langkah selanjutnya adalah mencari data *properties* untuk aliran didalam *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*



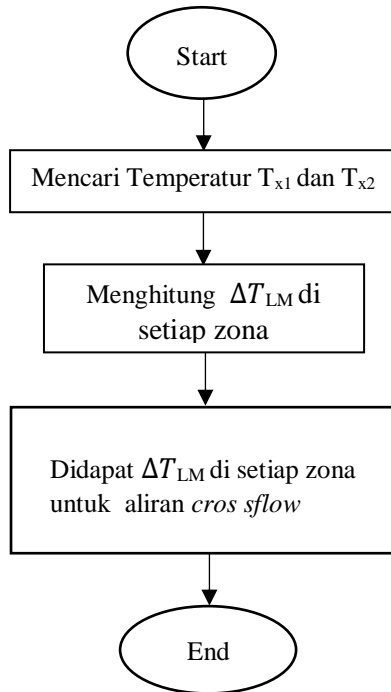


Gambar 3.2 Flow Chart Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam

3.4 ΔT_{LM} di Setiap Zona

Mencari temperature di setiap zona kondensor, kemudian mencari ΔT_{LM} di setiap zona kondensor dengan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*).

3.4.1. Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona

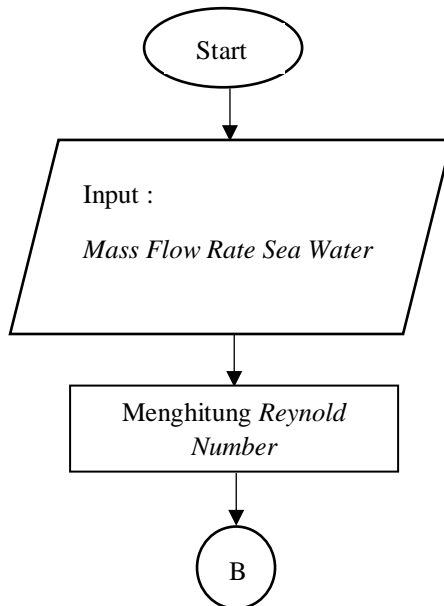


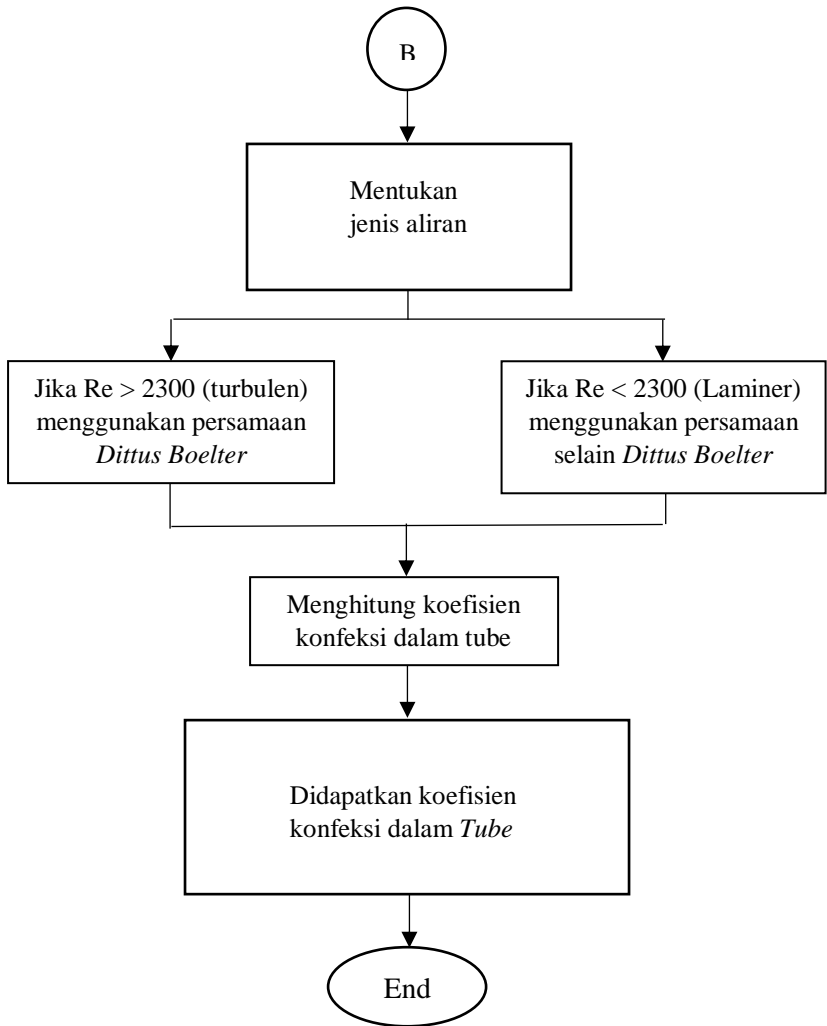
Gambar 18 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona

3.5 Perpindahan Panas pada sisi *tube*

Dilakukan perhitungan untuk mencari harga *Reynold Number*, Namun untuk mengetahui nilai *Reynold number*, harus dihitung terlebih dahulu *mass flow rate* aliran didalam tube dari kapasitas aliran.

Apabila *Reynold number* sudah diketahui, maka dapat ditentukan jenis aliran yang terjadi didalam 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 number*-nya 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 didalam *tube*.





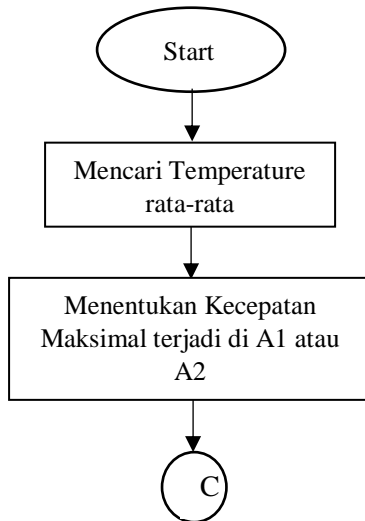
Gambar 19 Flow Chart Perpindahan Panas pada Sisi Tube

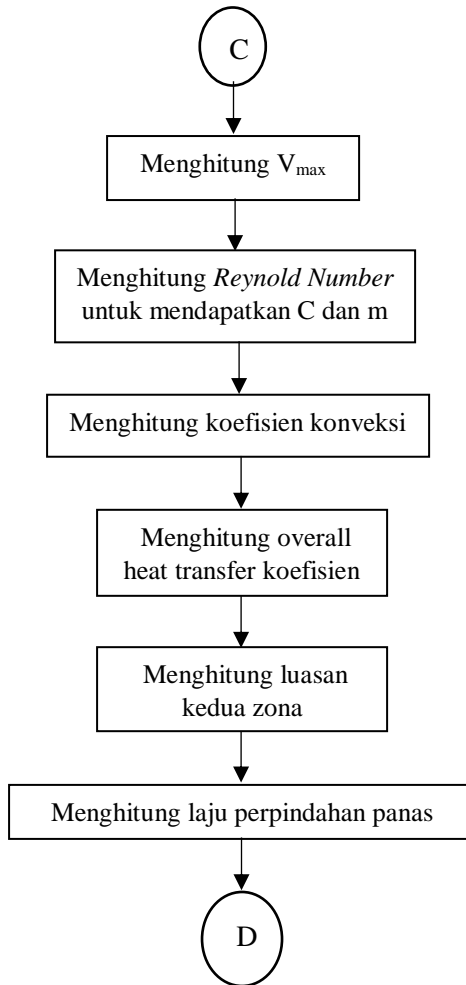
3.6 Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

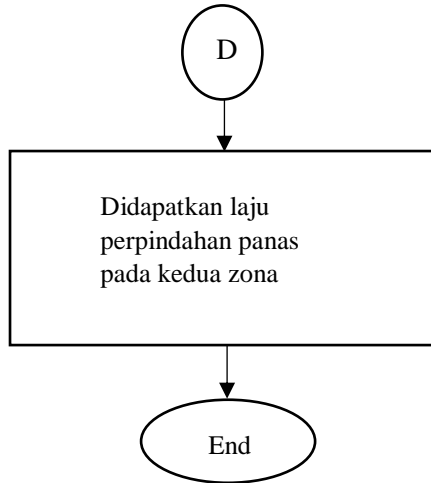
3.6.1 Zona *Desuperheat* dan *Subcooling*

Mencari T_{Mean} di kedua zona, kemudian mencari *properties*. Dengan susunan *tube staggered*, 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 ditabel konstanta C dan m). Dengan ini didapatkan koefisien konveksi pada kedua zona yang akan digunakann untuk mencari *overall heat transfer coefficient*. Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari beberapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari *lulusan* di kedua zona dan didapatkanlah laju perpindahan panas di kedua zona.

3.6.1.1 Laju perpindahan Panas pada Zona *Desuperheating* dan *Subcooling*







Gambar 20 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona desuperheating dan subcooling

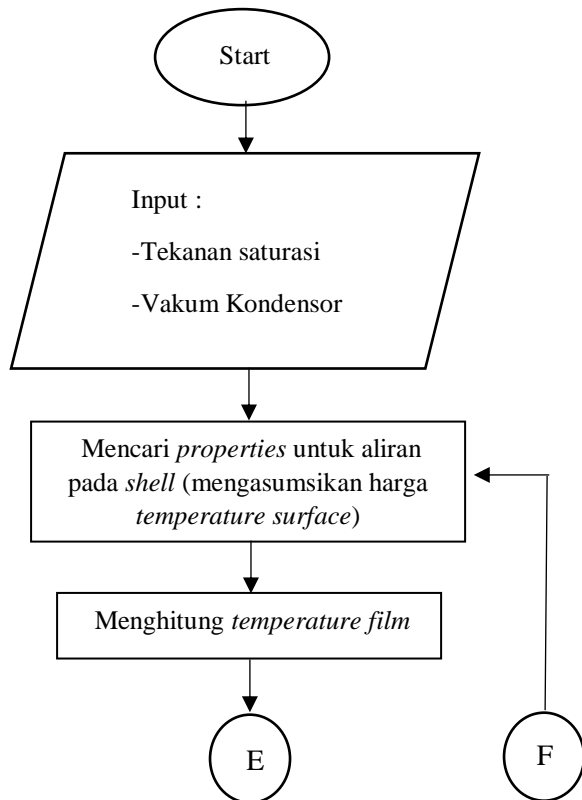
3.6.2 Zona Condensing

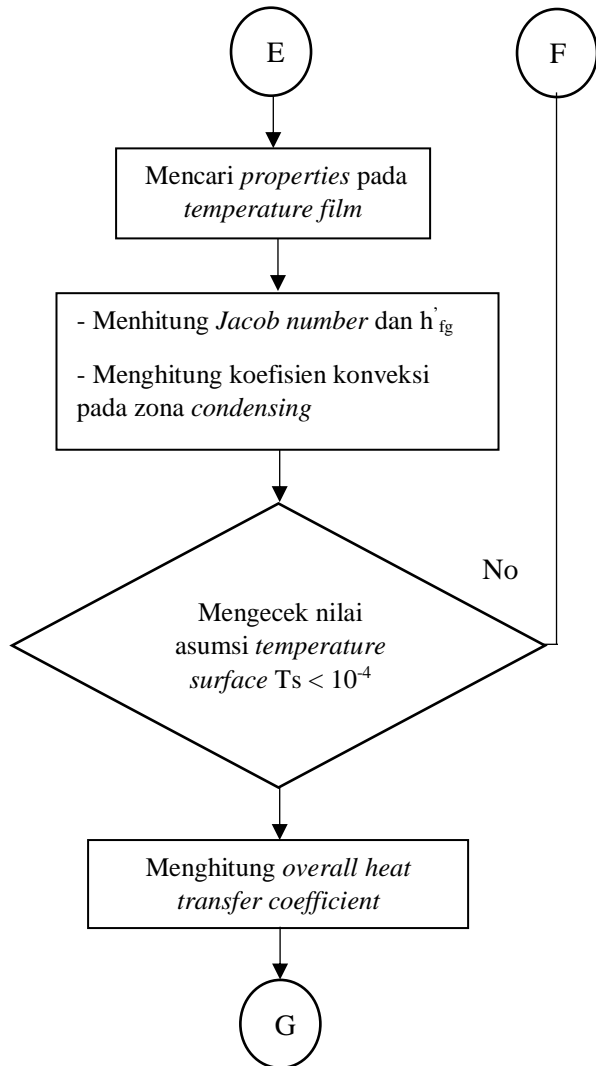
Pada zona *condensing* menggunakan korelasi *film condensing radial system*. Untuk mencari koefisien konveksi di luar tube, maka diperlukan nilai *Jacob number* dan *latent heat of vaporation*. Dalam mencari kedua hal tersebut, maka diperlukan beberapa *properties* yang didapatkan dari tekanan vakum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

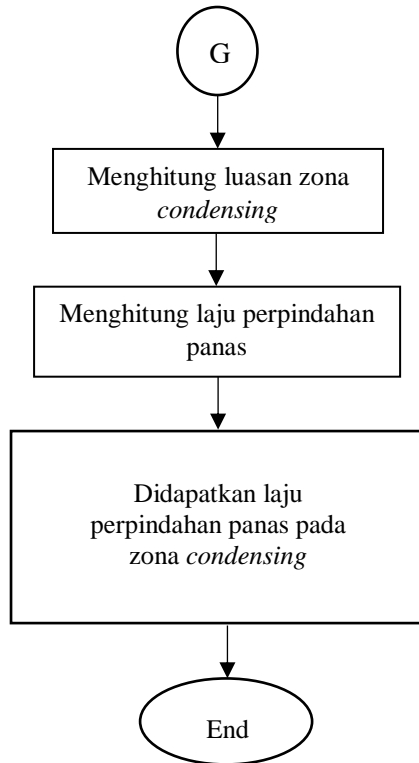
Tingkat kevakuman kondensor digunakan untuk mencari temperature saturasi pada *shell*. Kemudian untuk menghitung temperature film, harus diketahui terlebih dahulu temperature surface. Sedangkan pada data operasi, *temperature surface* tidak diketahui, sehingga diasumsikan nilai *temperature surface* terlebih dahulu. Setelah menemukan koefisien konveksi didalam 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*. Kondensator memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari luasan dan didapatkanlah laju perpindahan panasnya.

3.6.2.1 Flow Chart Laju Perpindahan Panas pada Zona *Condensing*







Gambar 21 Flow Chart Laju Perpindahan Panas pada Zona Condensing

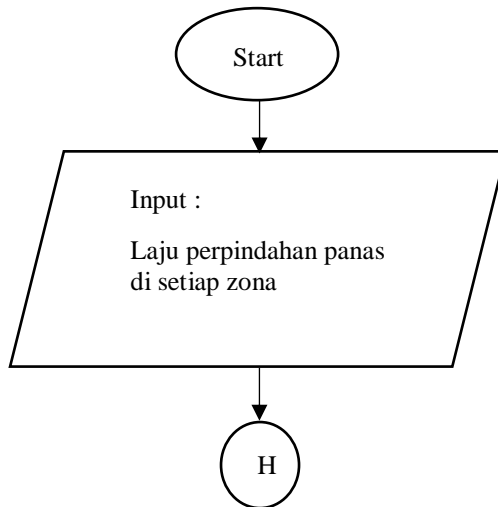
3.7 Laju Perpindahan Panas dan *Overall Heat Transfer Coefficient Total*

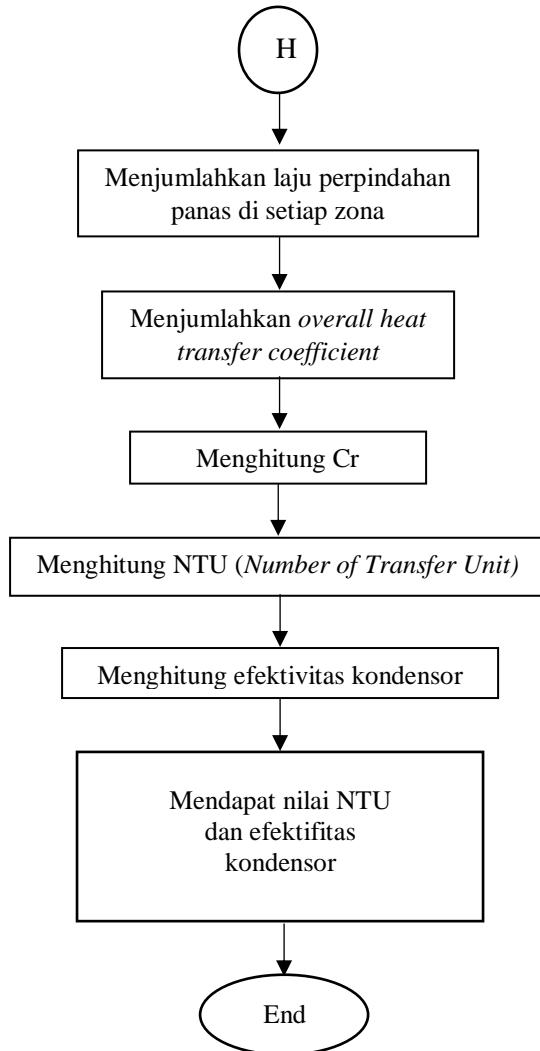
Dengan diketahuinya Laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* pada setiap zona, dapat diketahui laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* total pada kondensor.

3.8 Efektifitas Kondensor

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

Nilai efektifitas suatu *heat exchanger* dapat diketahui sesuai dengan tipe *heat exchanger*-nya. Sedangkan untuk kondensor PLTU Unit III, merupakan tipe *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan dua laluan. Dari tipe kondensor tersebut, dapat diketahui korelasi yang sesuai untuk mencari efektifitas kondensor.





Gambar 22 Flow Chart Perhitungan Laju Perpindahan Panas dan Overall Heat Transfer Coefficient Total dan Efektivitas Kondenser

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

ANALISIS & PERHITUNGAN

Dalam bab ini akan membahas mengenai langkah-langkah perhitungan laju perpindahan panas dan efektivitas kondensor. Perhitungan dilakukan berdasarkan data aktual, berupa data spesifikasi maupun data operasi kondensor blok III. Data didapatkan dari Rendal OP PLTU PT. PJB UP Gresik yang merupakan data tahun 2017. Data aktual sebelum *overhaul* yaitu pada 02 Juni 2017 dan data aktual setelah *overhaul* yaitu pada 15 Juli 2017

4.1 Data Spesifikasi dan Data aktual Kondensor blok III

Tabel 1. *Mechanic Spesification*

DESIGN SPESIFICATION	
Type	<i>Two passes reverse flow, divided water box, horizontal surface type</i>
Tube Material	<i>Titanium</i>
Total Number of Tube (N)	15136
Outside Diameter (D_o)	25 mm
Thickness	1,25 mm
Effective Length	8909 mm
Overall Width	6750 mm
Overall Length	8450 mm
Neck Width	6372 mm
Neck Length	5198 mm
Total Baffle/Plate Support	8 Baffle
Baffle Spacing (t_b)	989 mm
COOLING WATER	
Cooling water source	<i>Sea Water</i>
Flow rate ($Q_{cooling}$)	21660 m ³ /h
Velocity in tube (V)	2,1 m/s

Tabel 2. Data Operasi Aktual Kondensor sebelum dan setelah Overhaul

DATA AKTUAL SEBELUM OVERHAUL	
<i>Condensor Vacuum</i>	677 mmHg
<i>Sea Water Inlet Temperature (T_{ci})</i>	29°C ≈ 302K
<i>Sea Water Outlet Temperature (T_{co})</i>	46°C ≈ 319K
<i>Steam Inlet Temperature (Th_i)</i>	49°C ≈ 322K
<i>Condensate Outlet Temperature (Th_o)</i>	43°C ≈ 316K

DATA AKTUAL SETELAH OVERHAUL	
<i>Condensor Vacuum</i>	680,7 mmHg
<i>Sea Water Inlet Temperature (T_{ci})</i>	30°C ≈ 303K
<i>Sea Water Outlet Temperature (T_{co})</i>	47°C ≈ 320K
<i>Steam Inlet Temperature (Th_i)</i>	50°C ≈ 323K
<i>Condensate Outlet Temperature (Th_o)</i>	42°C ≈ 315K

4.2 Perhitungan Performa Kondensor sebelum *Overhaul*

4.2.1 Perhitungan *mass flow rate sea water dan steam*

Dalam menghitung *mass flow rate* hal yang berpengaruh adalah temperature. Dari temperature akan didapatkan beberapa *properties* untuk menghitung *mass flow rate*.

a. Perhitungan *Mass flow rate sea water*,

$$T_{\text{mean Sea Water}} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} = \frac{29^{\circ}\text{C} + 46^{\circ}\text{C}}{2} = 37,5^{\circ}\text{C} = 310,5\text{ K}$$

Kemudian mencari *properties* dari table A.6 *Thermophysical properties of saturated water* dari *Fundamentals of heat and mass transfer 7th edition* by *Frank P.Incopera David P. Dewwit*, didapat sebagai berikut :

- $v_f = 1,0072 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
- $\rho_f = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1,0072 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}} = 992,851 \text{ kg/m}^3$
- $C_{p,f} = 4,1781 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$
- $\mu_f = 688,6 \cdot 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{S/m}^2$
- $K_f = 628,6 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{k}$
- $P_{rf} = 4,574$
- $h_o = 157,117 \text{ KJ/kg}$

Diketahui debit air pendingin sesuai spesifikasi adalah $46.070 \text{ m}^3/\text{h}$, pada saat beroperasi debit air tidak akan mencapai batas maksimum maka diperlukan mencari Q_{actual} dengan cara berikut :

$$\begin{aligned} Q_{\text{actual}} &= V \times A \\ &= V \times \frac{1}{4} \times \pi \times d_i^2 \times N_{\text{tube}} \\ &= \frac{2,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1}{4} \times \pi \times (0,0225 \text{ m})^2 \times 15136}{2} = 6,702 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan *properties* dan debit air pendingin maka didapatkan *mass flow rate sea water*, sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \rho \times V \times A \quad (\text{Mass flow rate sea water}) \\ &= \rho_f \times Q \\ &= 992,851 \text{ kg/m}^3 \times 6,702 \text{ m}^3/\text{s} = 6654,087 \text{ kg/s} \\ \frac{\dot{m}_c}{N_{\text{tube}}} &= \frac{6654,087 \text{ kg/s}}{15136} = 0,439 \text{ kg/s} \quad (\text{Mass flow rate sea water pada tiap tube}) \end{aligned}$$

B) *Mass flow rate Steam,*

Berdasarkan data yang diperoleh didapat beberapa data sebagai berikut :

Condensor Vacuum = 677 mmHg (P_{gauge})

$$\begin{aligned} P_{\text{abs}} &= P_{\text{atm}} - P_{\text{gauge}} \\ &= 760 \text{ mmHg} - 677 \text{ mmHg} \\ &= 83 \text{ mmHg} = 0,1106 \text{ Bar} \end{aligned}$$

Dengan $P = 0,1106 \text{ Bar}$, dari *table A-3 Properties of saturated water (liquid-vapor) : Pressure table*, didapat:

- $T_{\text{sat}} = 47,32 \text{ }^\circ\text{C} = 320,32 \text{ K}$
- $h_f = 198,14 \text{ kJ/kg}$
- $h_g = 2587,4 \text{ kJ/kg}$
- $h_o = 170,23 \text{ kJ/kg}$

Nilai (h_i) didapat dari *table A-4, properties of superheated water vapor*, dengan interpolasi dan ekstrapolasi, $T_{\text{hi}} = 322 \text{ K}$

- $h_i = 2585,9 \text{ KJ/kg}$

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

$$Q_{\text{hot}} = Q_{\text{cold}}$$

$$Q_{\text{desuperheating}} + Q_{\text{condensing}} + Q_{\text{subcooling}} = \dot{m}_c C_c (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

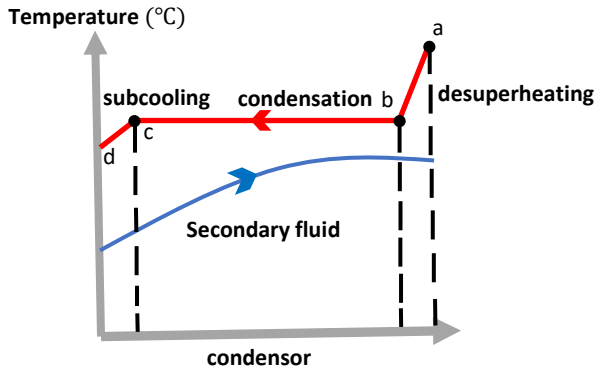
$$(\dot{m}_h (h_i - h_g)) + (\dot{m}_h (h_g - h_f)) + (\dot{m}_h (h_f - h_o)) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_h (2587,4 \text{ KJ/kg} - 2585,9 \text{ KJ/kg}) + \dot{m}_h (2587,4 \text{ KJ/kg} - 198,14 \text{ KJ/kg}) + \dot{m}_h (198,14 \text{ KJ/kg} - 170,23 \text{ KJ/kg}) = \\ 6645,087 \text{ kg/s} \times 4,1781 \text{ kg/s} (319\text{K} - 302\text{K}) \end{aligned}$$

$$\dot{m}_h = 150,142 \text{ kg/s} \quad (\text{laju aliran massa steam inlet})$$

4.3 Analisis Perpindahan Panas pada Kondensator

Untuk mendapatkan ΔT_{lm} pada setiap zona diperlukan untuk mengetahui T_{x1} dan T_{x2} terlebih dahulu.



Gambar 23 Grafik Distribusi Temperatur

Nilai T_{x1} (titik C),

$$Q_{\text{subcool}} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_h (h_f - h_o) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$150,142 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(198,14 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} - 170,23 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} \right) =$$

$$6645,087 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,1781 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} \cdot K \times (T_{x1} - 302\text{K})$$

$$T_{x1} = 302,15 \text{ K}$$

Nilai T_{x2} (titik D),

$$Q_{\text{desuperheating}} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{x2})$$

$$\dot{m}_h (h_i - h_g) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{x2})$$

$$150,142 \frac{kg}{s} \left(2587,4 \frac{Kj}{kg} - 2585,9 \frac{Kj}{kg} \right) =$$

$$6645,087 \frac{kg}{s} \cdot 4,1781 \frac{Kj}{kg} \cdot K \cdot (319K - T_{x2})$$

$$T_{x2} = 318,99 K$$

4.3.1 Perhitungan dengan Metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD)

➤ ΔT_{lm} zona desuperheating,

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

$$\frac{(322K-319K)-(320,32K-318,99K)}{\ln \frac{(322K-319K)}{(320,32K-318,99K)}}$$

$$\Delta T_{lm,desuperheating} = 2,054 K$$

➤ ΔT_{lm} zona condensing,

$$\Delta T_{lm,condensing} = \frac{(T_{sat}-T_{x2})-(T_{sat}-T_{x1})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{x2})}{(T_{sat}-T_{x1})}} =$$

$$\frac{(320,32K-318,99K)-(320,32K-302,15K)}{\ln \frac{(320,32K-318,99K)}{(320,32K-302,15K)}}$$

$$\Delta T_{lm,condensing} = 6,439 K$$

➤ ΔT_{lm} zona subcooling,

$$\Delta T_{lm,subcooling} = \frac{(T_{sat}-T_{x1})-(T_{ho}-T_{ci})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{x1})}{(T_{ho}-T_{ci})}} =$$

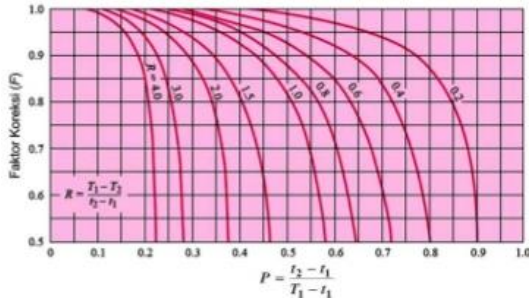
$$\frac{(320,32K-302,15K)-(316K-302,15K)}{\ln \frac{(320,32K-302,15K)}{(316K-302,15K)}}$$

$$\Delta T_{lm,subcooling} = 16,001 K$$

• Faktor koreksi,

$$R = \frac{T_{hi}-T_{ho}}{T_{co}-T_{ci}} = 0,35$$

$$P = \frac{T_{ci}-T_{co}}{T_{hi}-T_{ci}} = 0,80$$



Gambar 24 Faktor koreksi LMTD untuk HX tipe Shell and tube One shell and any multiple of Two Tube Passes

Didapat faktor koreksi (f) = 0,73

Sehingga, $\Delta T_{lm,desuperheating} = 1,5 \text{ K}$

$$\Delta T_{lm,condensing} = 4,7 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm,subcooling} = 11,7 \text{ K}$$

4.3.2. Koefisien Konveksi di sisi tube

Dalam menghitung koefisien konveksi dalam *tube* diperlukan nilai *Reynold number* (Re)

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times Di \times \mu_f} = \frac{4 \times 0,439 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0,0225m \times 688,6 \times 10^{-6} N \cdot s/m^2} = 36076,55$$

$Re_D =$ aliran turbulen

Telah diketahui *Reynold number* sebesar 36076.55 , maka termasuk aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Nu_d &= 0,023 \cdot Re_d^{\frac{4}{5}} pr^n \\ &= 0,023 \times 36076,55^{\frac{4}{5}} \times 4,574^{0,37} = 178,573 \end{aligned}$$

Maka didapat h_i ,

$$h_i = \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} = \frac{178,573 \times 628,6 \times 10^{-3} \text{ w/m}\cdot\text{k}}{0,0225 \text{ m}} = 4988,93 \text{ w/m}^2\cdot\text{k}$$

4.3.3. Koefisien Konveksi di sisi shell

A) Zona *desuperheating*,

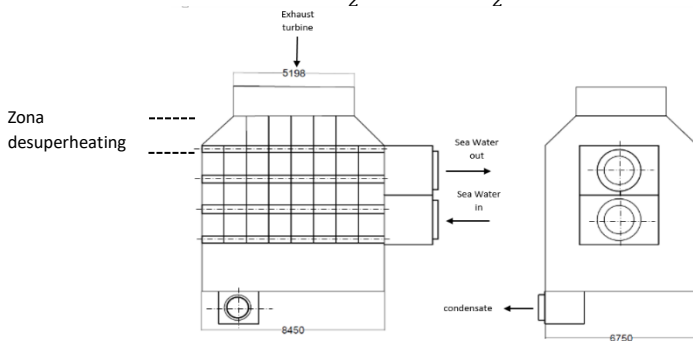
$$T_{\text{mean,desuperheating}} = \frac{T_{hi} + T_{sat}}{2} = \frac{322\text{K} + 320,32\text{K}}{2} = 321,16 \text{ K}$$

Dari table A.6 *Thermophysical properties of saturated water* dari *Fundamentals of heat and mass transfer 7th edition* by Frank P.Incopera David P. Dewwit didapat *properties* sebagai berikut :

- $\nu_g = 13,30 \text{ m}^3/\text{kg}$
- $\rho_g = 0,075 \text{ kg/m}^3$
- $\mu_g = 9,94 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$
- $Pr_g = 0,896$
- $k_g = 21,153 \times 10^{-3} \text{ w/m}\cdot\text{k}$

Menghitung nilai T_{surface}

$$T_{s,\text{desuperheating}} = \frac{T_{hi} + T_{x2}}{2} = \frac{322\text{k} + 318,99\text{k}}{2} = 320,495 \text{ K}$$



Gambar 25 Skema zona desuperheating pada kondensor tipe Two Passes

Dengan $T_{\text{surface}} = 320,495$, didapat $Pr_s = 0,895$

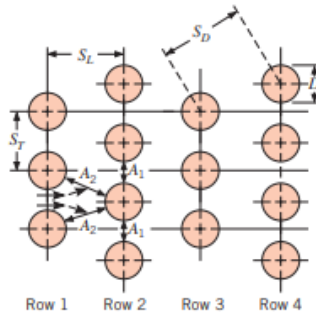
Untuk menghitung koefisien konveksi di zona desuperheating, pertama tentukan kecepatan aliran dengan cara berikut,

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{superheating}} \times A_{\text{crossflow}}} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{superheating}} \times \text{overall width} \times \text{overall length}}$$

$$\frac{150,142 \text{ kg/s}}{0,075 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 6,372 \text{ m} \times 8,450 \text{ m}}$$

$$\frac{150,142 \text{ kg/s}}{0,075 \text{ kg/m}^3 \times (53,8434 \text{ m}^2)} = 37,180 \text{ m/s}$$

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



Gambar 26 Susunan tube staggered

Diketahui :

$$S_T = 31,75 \text{ mm}$$

Dengan rumus pitagoras didapatkan $S_L = 27,50 \text{ mm}$

V_{max} terjadi di A2 jika :

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

$$S_D = \left| 27.50^2 + \left(\frac{31.75}{2}\right)^2 \right|^{\frac{1}{2}} < \frac{31.75 + 25}{2}$$

Maka, V_{\max} terjadi di A1 :

$$\begin{aligned} V_{\max} &= \frac{S_T}{S_T - D} \times V \\ &= \frac{31.75}{31.75 - 25} \times 37,180 \frac{m}{s} = 189.538 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

➤ Reynold Number

$$\begin{aligned} Re_{D_{\max, \text{desuperheating}}} &= \frac{\rho_{\text{superheating}} \times V_{\max} \times D_o}{\mu_{\text{desuperheating}}} \\ &= \frac{0.075 \frac{kg}{m^3} \times 189.538 \frac{m}{s} \times 0.025m}{9,94 \times 10^{-6} N \cdot \frac{s}{m^2}} \\ &= 36320.533 \end{aligned}$$

➤ Nusselt Number

Tabel 3. Constant for the tube bank in cross flow

Conguration	$Re_{D, \max}$	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

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{31.75 \text{ mm}}{27.5 \text{ mm}} = 1.15$$

Maka nilai $m = 0.60$ dan $C = 0.36$

$$Nu_{D, \text{desuperheating}} = C Re_{D, \max, \text{desuperheating}}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 0.36 \times 36320.533^{0.6} \times 0.896^{0.36} \times \left(\frac{0.896}{0.895}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 188.77$$

➤ Koefisien Konveksi *desuperheating*

$$h_{o,desuperheating} = \frac{Nu_{D,desuperheating} K_{desuperheating}}{D_o}$$

$$\frac{188.77 \times 21.153 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0.025m}$$

$$= 160.226 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

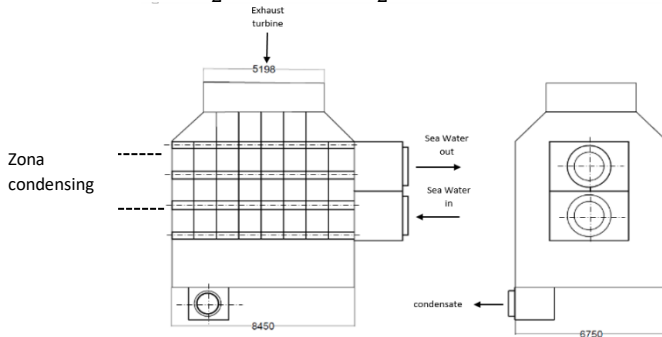
B) Zona Condensing,

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

$$T_{sat} = 320.32 \text{ K}$$

- $\rho_g = 0.072 \text{ kg/m}^3$
- $h_{fg} = 2389 \text{ kJ/kg}$

$$T_m = \frac{T_{x1} + T_{x2}}{2} = \frac{302,15 \text{ K} + 318,99 \text{ K}}{2} = 310.57 \text{ K}$$



Gambar 27 Skema zona condensing pada kondensor tipe Two passes

- Perhitungan Temperature surface (T_s)

Untuk mengetahui temperatur film kondensor terlebih dahulu mengetahui temperature surface. Karena temperature surface tidak diketahui, maka perlu diasumsikan. Digunakan T_s asumsi sebesar ($T_s = 317,49 \text{ K}$), sehingga didapatkan :

$$T_f = \frac{T_s + T_{sat}}{2} = \frac{317,49 \text{ K} + 320,32 \text{ K}}{2} \\ = 318,905 \text{ K}$$

Pada temperature film *tube* sebesar 318,905 K didapatkan *properties* dari tabel A.6 *thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut :

- $v_f = 1,010 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
- $\rho_f = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1,010 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}} = 990,099 \text{ kg/m}^3$
- $C_{p,f} = 4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
- $\mu_f = 589 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$
- $k_f = 639 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

- Perhitungan Jacob Number

$$Ja = \frac{C_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} = \frac{4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (320,32 \text{ K} - 317,49 \text{ K})}{2389 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \\ = 0,0049$$

- Perhitungan h'_{fg}

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68Ja) \\ = 2389 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times (1 + 0,68 \times 0,0049) \\ = 2396,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Perhitungan Koefisien konveksi zona *condensing*

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran diluar tube (h_o), *Nusselt number* harus dihitung terlebih dahulu.

$$\begin{aligned} \overline{Nu_D} &= 0,729 \left(\frac{g \times \rho l \times (\rho l - \rho v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_1 \times \mu_1 \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 0,729 \\ &\left(\frac{\left(9,81 \frac{m}{s^2} \times 990,099 \frac{kg}{m^3} \times \left(990,099 \frac{kg}{m^3} - 0,072 \frac{kg}{m^3} \right) \right.}{\left. \frac{639 \times 10^{-3} \frac{W}{mK} \times 589 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2} \times (320,32 K - 317,49 K)}{kg} \right)} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 98.854 \end{aligned}$$

Maka akan didapatkan koefisien konveksi pada bagian shell yaitu :

$$\begin{aligned} \overline{h_o} &= \frac{\overline{Nu_D} \times k_1}{D_o} = \frac{98.854 \times 639 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}}{0,025m} \\ &= 2526.708 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

Dengan mengetahui jumlah tube secara horizontal kebawah, maka nilai NL diketahui yaitu 153 buah, maka

$$\begin{aligned} h_o N &= h_o \times N_1^n \\ &= 2526.708 \frac{W}{m^2K} \times 153^{\frac{1}{6}} \\ &= 5823.898 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

- Pengecekan asumsi temperature surface

Pengecekan dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$T_s = T_{mean} + \frac{h_o (D_i)^2}{h_o (D_i)^2 + h_i (D_o)^2} (T_{sat} - T_{mean})$$

$$\begin{aligned}
&= 310.57 \text{ K} + \frac{5823.898 \frac{W}{m^2 K} \times (0,0225m)^2}{5823.898 \frac{W}{m^2 K} \times (0,0225m)^2} \\
&\quad + 4988,93 \frac{W}{m^2 K} \times (0,025m)^2 \\
&\quad (320,32K - 310,57 K) \\
&= 317,497 \text{ K}
\end{aligned}$$

Asumsi T_s awal yaitu 317,49 K didapatkan dari beberapa kali percobaan menggunakan iterasi, sehingga mendapatkan error sebesar $0,7 \times 10^{-4}$, maka asumsi mendekati benar.

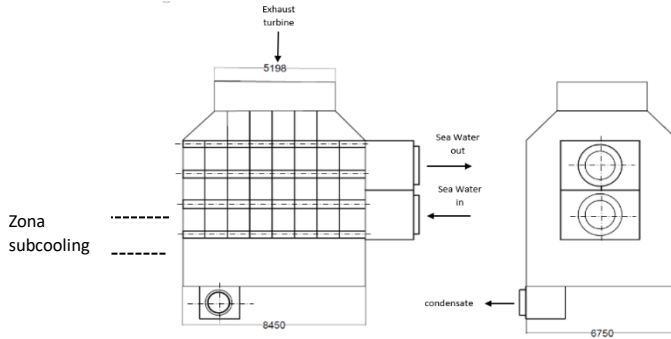
C) Zona Subcooling,

Sebelum menghitung di zona *subcooling* terlebih dahulu ditentukan *properties* fluida dengan $T_{\text{mean,subcool}}$ sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
T_{\text{mean,subcool}} &= \frac{T_{x1} + T_{ci}}{2} = \frac{302,15 \text{ K} + 302 \text{ K}}{2} \\
&= 302,075 \text{ K}
\end{aligned}$$

Sehingga didapatkan *properties* dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut :

- $v_f = 1.004 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$
- $\rho_f = 996.015 \frac{kg}{m^3}$
- $\mu_f = 819 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}$
- $k_f = 616 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$
- $Pr_f = 5,57$



Gambar 28 Skema zona subcooling pada kondensor tipe Two Passes

- Menghitung nilai T_{surface}

$$T_{s,\text{subcool}} = \frac{T_{ho} + T_{ci}}{2} = \frac{316 \text{ K} + 302 \text{ K}}{2} = 309 \text{ K}$$

Zona Subcooling

Dengan diketahui T_{surface} , maka didapatkan nilai Prs sebagai berikut :

- Prs = 4.740

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

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{subcool}} \times A_{\text{crossflow}}} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{subcool}} \times \text{overall width} \times \text{overall length}} = \frac{150,142 \text{ kg/s}}{996.015 \text{ kg/m}^3 \times 6,372 \text{ m} \times 8,450 \text{ m}} = \frac{150,142 \text{ kg/s}}{996.015 \text{ kg/m}^3 \times (53,8434 \text{ m}^2)} = 2.778 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Seperti yang sudah dibuktikan pada zona desuperheating jika V_{max} terjadi di A_1 maka,

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V = \frac{31.75}{31.75 - 25} \times 2.778 \frac{m}{s} = 0.017 \frac{m}{s}$$

- Reynold Number,

$$Re_{D_{\max, \text{subcool}}} = \frac{\rho_{\text{subcool}} V_{\max} d_o}{\mu_{\text{subcool}}} = \frac{996.015 \frac{kg}{m^3} \times 0.017 \frac{m}{s} \times 0.025m}{819 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} = 183.410$$

- Nusselt Number,

$$Nu_{uD} = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} = 0.3 + \frac{0.62 \times 183.410^{\frac{1}{2}} \times 5.57^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{5.57}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} = 14.773$$

- Koefisien konveksi zona subcooling

$$H_{o, \text{subcool}} = \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} = \frac{14.773 \times 616 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0.0225 m} = 399.813 \frac{W}{m^2 K}$$

4.3.4. Perhitungan Overall Heat Transfer

Untuk menghitung U (koefisien perpindahan panas keseluruhan), data yang diperlukan didapat dari 7th edition *Fundamentals of heat and Mass Transfer by Frank P. Incopera – David P. Dewwit* yaitu :

- Tabel A.1 *Thermophysical properties of selected methalic solid* (lampiran 1) dengan bahan *Titanium* untuk temperature 310,5 K didapat harga $k = 511.075 \frac{W}{mK}$
- Tabel 11.1 *Representative fouling factors table* (lampiran 5) didapat $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{m^2 K}{W}$ (*non oil bearings*)

- Tabel 11.1 *Representative fouling factors table (lampiran 5)* didapat $R''_{f,i} = 0.0001 \frac{m^2K}{W}$ (*Sea Water and treated boiler feedwater below 50°C*) jadi,

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

$$\frac{1}{\frac{1}{160.226 \frac{W}{m^2k}} + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.075 \frac{W}{mK}} \ln\left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m}\right) + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m}\right) \frac{1}{4988,93 \frac{W}{m^2k}}}$$

$$= 148.551 \frac{W}{m^2K}$$

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

$$\frac{1}{\frac{1}{2526.708 \frac{W}{m^2K}} + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.075 \frac{W}{mK}} \ln\left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m}\right) + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m}\right) \frac{1}{4988,93 \frac{W}{m^2k}}}$$

$$= 1220.413 \frac{W}{m^2K}$$

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

$$\frac{1}{\frac{1}{399.813 \frac{W}{m^2K}} + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.075 \frac{W}{mK}} \ln \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) \frac{1}{4988,93 \frac{W}{m^2K}}}$$

$$= 343.447 \frac{W}{m^2K}$$

$$U_{tot} = U_{desuperheating} + U_{condensing} + U_{subcooling}$$

$$= 148.551 \frac{W}{m^2K} + 1220.413 \frac{W}{m^2K} + 343.447 \frac{W}{m^2K} = 1712.411 \frac{W}{m^2K}$$

4.3.5. Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total

a) Luas perpindahan panas

Sebelum menghitung luas perpindahan panas setiap zona, diperlukan mencari luas perpindahan panas actual terlebih dahulu.

$$A = \pi \times d_o \times L_{tube} \times W_{overall} \times N_{tube}$$

$$= \pi \times 0.025m \times 8.909m \times 6.75m \times 15136 = 10723.854 m^2$$

Dalam mencari luas perpindahan panas pada setiap zona diperlukan persentase luasan perpindahan panas setiap zona, yaitu dengan perbandingan *enthalpy* :

$$\% \text{desup} = \frac{h_i - h_g}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\%$$

$$= \frac{2587,4 \frac{Kj}{kg} - 2585,9 \text{ kJ/kg}}{\left(2587,4 \frac{Kj}{kg} - 2585,9 \frac{Kj}{kg} \right) + \left(2587,4 \frac{Kj}{kg} - 198,14 \frac{Kj}{kg} \right) + (198,14 \text{ kJ/kg} - 170,23 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$= 0.06\%$$

$$\% \text{cond} = \frac{h_g - h_f}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\%$$

$$= \frac{2587,4 \frac{Kj}{kg} - 198,14 \text{ kJ/kg}}{\left(2587,4 \frac{Kj}{kg} - 2585,9 \frac{Kj}{kg} \right) + \left(2587,4 \frac{Kj}{kg} - 198,14 \frac{Kj}{kg} \right) + (198,14 \text{ kJ/kg} - 170,23 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$= 98.79\%$$

$$\begin{aligned} \% \text{subcool} &= \frac{h_f - h_o}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\% \\ &= \frac{198,14 \text{ kJ/kg} - 170,23 \text{ kJ/kg}}{\left(2587,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2585,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(2587,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 198,14 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + (198,14 \text{ kJ/kg} - 170,23 \text{ kJ/kg})} \times 100\% \end{aligned}$$

$$= 1.15\%$$

Maka luas perpindahan panas setiap zona :

$$A_{\text{desuperheating}} = \% \text{desup} \times A$$

$$= 0.06\% \times 10723.854 \text{ m}^2 = 6.434 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{condensing}} = \% \text{condensing} \times A$$

$$= 98.79\% \times 10723.854 \text{ m}^2 = 10594.095 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{subcooling}} = \% \text{subcooling} \times A$$

$$= 1.15\% \times 10723.854 \text{ m}^2 = 123.324 \text{ m}^2$$

b) Laju perpindahan panas

$$Q_{\text{desuperheating}} = U_{\text{desup}} A_{\text{desup}} \Delta T_{\text{LM,desup}}$$

$$= 148.551 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times 6.434 \text{ m}^2 \times 2.054 \text{ K}$$

$$= 1963.166 \text{ Watt}$$

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

$$= 1220.413 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times 10594.095 \text{ m}^2 \times 6.439 \text{ K}$$

$$= 83250933.751 \text{ Watt}$$

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

$$= 343.447 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times 123.324 \text{ m}^2 \times 16.001 \text{ K}$$

$$= 677726.480 \text{ Watt}$$

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{subcool}} + Q_{\text{desuperheating}} + Q_{\text{cond}}$$

$$= 83930623.397 \text{ Watt}$$

$$= 83.930623 \text{ MW}$$

4.4 Perhitungan Efektifitas kondensor

4.4.1 Perhitungan heat capacity

Sebelum mencari efektifitas dari kondensor, harus diketahui terlebih dahulu heat capacity cold (C_c) dan hot (C_h), yaitu:

Kapasitas panas pada sisi *tube* :

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

$$= 6654,087 \text{ kg/s} \times 4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} = 27814.083 \text{ kJ/s.K (Cmax)}$$

Kapasitas panas pada sisi *shell* :

$$C_h = \dot{m}_h \times (C_{p,s} + C_{p,g} + C_{p,f})$$

$$= 150,142 \text{ kg/s} \times (4.178 + 1.775 + 4.178) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} = 1535.502 \text{ kJ/s.K (Cmin)}$$

$$C_r = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = \frac{1535.502 \text{ kJ/s.K}}{27814.083 \text{ kJ/s.K}} = 0.055$$

4.4.2 Perhitungan Effectiveness – NTU

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

$$= \frac{1712.411 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 10723.854 \text{ m}^2}{1535.502 \text{ kJ/s.K}} = 13.32$$

Karena pada spesifikasi disebutkan bahwa kondensor bertipe *shell and tube*, maka dari persamaan didapatkan :

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 2 \left[1 + C_r(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp\left| \frac{-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}}{2} \right|^{-1}}{1 - \exp\left| \frac{-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}}{2} \right|} \right]^{-1} \\ &= 2 \left[1 + 0.055(1 + 0.055^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp\left| \frac{-(13,32)_1(1 + 0.055^2)^{\frac{1}{2}}}{2} \right|^{-1}}{1 - \exp\left| \frac{-(13,32)_1(1 + 0.055^2)^{\frac{1}{2}}}{2} \right|} \right]^{-1} \\ &= 0.9738 \\ &= 97.38\% \end{aligned}$$

4.5 Perhitungan performa kondensor setelah *overhaul*

4.5.1 Perhitungan *mass flow rate sea water* dan *mass flow rate steam*

Dalam menghitung *mass flow rate* hal yang berpengaruh adalah temperature. Dari temperature akan didapatkan beberapa *properties* untuk menghitung *mass flow rate*.

a. Perhitungan *Mass flow rate sea water*,

$$T_{\text{mean Sea Water}} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} = \frac{30^\circ\text{C} + 47^\circ\text{C}}{2} = 38,5^\circ\text{C} = 311,5 \text{ K}$$

Kemudian mencari *properties* dari table A.6 *Thermophysical properties of saturated water* dari *Fundamentals of heat and mass transfer 7th edition* by Frank P. Incopera David P. Dewwit, didapat sebagai berikut :

- $v_f = 1,0082 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
- $\rho_f = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1,0072 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}} = 991,866 \text{ kg/m}^3$
- $C_{p,c} = 4,1786 \text{ Kj/kg}\cdot\text{K}$
- $\mu_f = 676,2 \cdot 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{S/m}^2$
- $K_f = 630,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{k}$
- $Pr_f = 4,480$
- $h_o = 157,117 \text{ Kj/kg}$

Diketahui debit air pendingin sesuai spesifikasi adalah 46.070 m³/h , pada saat beroperasi debit air tidak akan mencapai batas maksimum maka diperlukan mencari Q_{actual} dengan cara berikut :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{actual}} &= V \times A \\
 &= V \times \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \times N_{\text{tube}} \\
 &= \frac{2,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1}{4} \times \pi \times (0,0225\text{m})^2 \times 15136}{2} = 6,702 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan *properties* dan debit air pendingin maka didapatkan *mass flow rate sea water*, sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_c &= \rho \times V \times A \quad (\text{Mass flow rate sea water}) \\
 &= \rho_f \times Q \\
 &= 991,866 \text{ kg/m}^3 \times 6,702 \text{ m}^3/\text{s} = 6647,485 \text{ kg/s} \\
 \frac{\dot{m}_c}{N_{\text{tube}}} &= \frac{6647,485 \text{ kg/s}}{15136} = 0,439 \text{ kg/s} \quad (\text{Mass flow rate sea water pada tiap tube})
 \end{aligned}$$

B) *Mass flow rate Steam*,

Berdasarkan data yang diperoleh didapat beberapa data sebagai berikut :

Condensor Vacuum = 680.7 mmHg (P_{gauge})

$$\begin{aligned}
 P_{\text{abs}} &= P_{\text{atm}} - P_{\text{gauge}} \\
 &= 760 \text{ mmHg} - 680.7 \text{ mmHg} \\
 &= 79.3 \text{ mmHg} = 0,1057 \text{ Bar}
 \end{aligned}$$

Dengan P = 0,1057 Bar, dari *table A-3 Properties of saturated water (liquid-vapor) : Pressure table*, didapat:

- T_{sat} = 46,64 °C = 319,64 K
- h_f = 195,2 kJ/kg

- $h_g = 2586,1 \text{ kJ/kg}$
- $h_{f,o} = 178,86 \text{ kJ/kg}$

Nilai ($h_{g,i}$) didapat dari table A-4, *properties of superheated water vapor*, dengan interpolasi dan ekstrapolasi, $T_{hi} = 323 \text{ K}$

- $h_{g,i} = 2585,9 \text{ KJ/kg}$

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

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

$$q_{desuperheating} + q_{condensing} + q_{subcooling} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{ci})$$

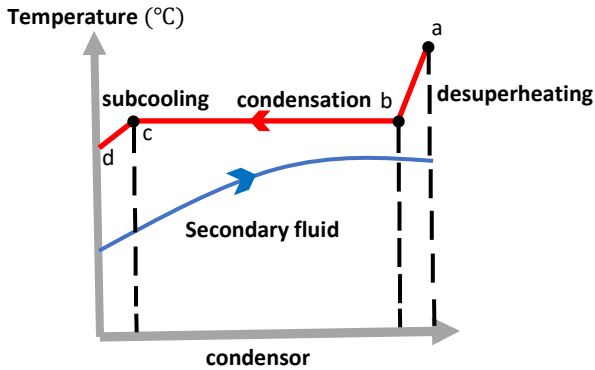
$$(\dot{m}_h (h_i - h_g)) + (\dot{m}_h (h_g - h_f)) + (\dot{m}_h (h_f - h_o)) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_h (2587,4 \text{ KJ/kg} - 2586,1 \text{ KJ/kg}) + \dot{m}_h (2586,1 \text{ KJ/kg} - 195,2 \text{ KJ/kg}) + \dot{m}_h (195,2 \text{ KJ/kg} - 178,86 \text{ KJ/kg}) = 6647,485 \text{ kg/s} \times 4,1786 \text{ kg/s} (320\text{K} - 303\text{K})$$

$$\dot{m}_h = 175,142 \text{ kg/s} \quad (\text{laju aliran massa steam inlet})$$

4.6 Analisis Perpindahan Panas pada Kondensor

Untuk mendapatkan ΔT_{lm} pada setiap zona diperlukan untuk mengetahui T_{x1} dan T_{x2} terlebih dahulu.



Gambar 29 Grafik Distribusi Temperatur

Nilai T_{x1} (titik C),

$$Q_{\text{subcool}} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_h (h_f - h_o) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$175,142 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(195,20 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} - 178,86 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} \right) =$$

$$6647,485 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,1786 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} \cdot K \times (T_{x1} - 303\text{K})$$

$$T_{x1} = 303,103 \text{ K}$$

Nilai T_{x2} (titik D),

$$Q_{\text{desuperheating}} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{x2})$$

$$\dot{m}_h (h_i - h_g) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{x2})$$

$$175,142 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(2585,9 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} - 2586,1 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} \right) =$$

$$6647,485 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,1786 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} \cdot K \cdot (320\text{K} - T_{x2})$$

$$T_{x2} = 319,17 \text{ K}$$

4.6.1 Perhitungan dengan Metode Log Mean Temperature Difference (LMTD)

➤ ΔT_{lm} zona desuperheating,

$$\Delta T_{lm,desuperheating} = \frac{(T_{hi}-T_{co})-(T_{sat}-T_{x2})}{\ln\left(\frac{T_{hi}-T_{co}}{T_{sat}-T_{x2}}\right)} =$$

$$\frac{(323K-320K)-(319,64K-319,17K)}{\ln\left(\frac{323K-320K}{319,64K-319,17K}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,desuperheating} = 2,352 \text{ K}$$

➤ ΔT_{lm} zona condensing,

$$\Delta T_{lm,condensing} = \frac{(T_{sat}-T_{x2})-(T_{sat}-T_{x1})}{\ln\left(\frac{T_{sat}-T_{x2}}{T_{sat}-T_{x1}}\right)} =$$

$$\frac{(319,64K-319,17K)-(319,64K-303,103K)}{\ln\left(\frac{319,64K-319,17K}{319,64K-303,103K}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,condensing} = 7,231 \text{ K}$$

➤ ΔT_{lm} zona subcooling,

$$\Delta T_{lm,subcooling} = \frac{(T_{sat}-T_{x1})-(T_{ho}-T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{sat}-T_{x1}}{T_{ho}-T_{ci}}\right)} =$$

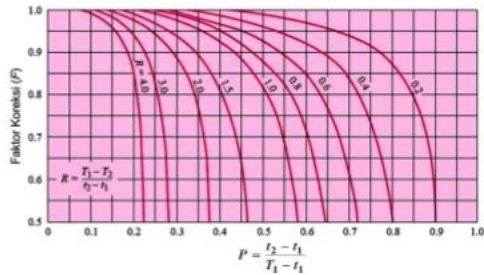
$$\frac{(319,64K-303,103K)-(315K-303K)}{\ln\left(\frac{319,64K-303,103K}{315K-303K}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,subcooling} = 17,104 \text{ K}$$

• Faktor koreksi,

$$R = \frac{T_{hi}-T_{ho}}{T_{co}-T_{ci}} = 0,40$$

$$P = \frac{T_{ci}-T_{co}}{T_{hi}-T_{ci}} = 0,75$$



Gambar 30 Faktor koreksi LMTD untuk HX tipe Shell and tube One shell and any multiple of Two Tube Passes

Didapat faktor koreksi (f) = 0,75

Sehingga, $\Delta T_{lm,desuperheating} = 1,6$ K

$$\Delta T_{lm,condensing} = 5,2$$
 K

$$\Delta T_{lm,subcooling} = 13,4$$
 K

4.6.2. Koefisien Konveksi di sisi *tube*

Dalam menghitung koefisien konveksi dalam *tube* diperlukan nilai *Reynold number* (Re)

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times Di \times \mu_f} = \frac{4 \times 0,439 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0,0225m \times 676,2 \cdot 10^{-6} N \cdot s/m^2} = 36653,32$$

Re_D = aliran turbulen

Telah diketahui *Reynold number* sebesar 36653,32, maka termasuk aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Nu_d &= 0,023 \cdot Re_d^{\frac{4}{5}} pr^n \\ &= 0,023 \times 36653,32^{\frac{4}{5}} \times 4,480^{0,37} = 180,443 \end{aligned}$$

Maka didapat h_i ,

$$h_i = \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} = \frac{180,443 \times 630,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{k}}{0,0225 \text{ m}} = 5113,88 \text{ w/m}^2\cdot\text{k}$$

4.6.3. Koefisien Konveksi di sisi shell

A) Zona *desuperheating*,

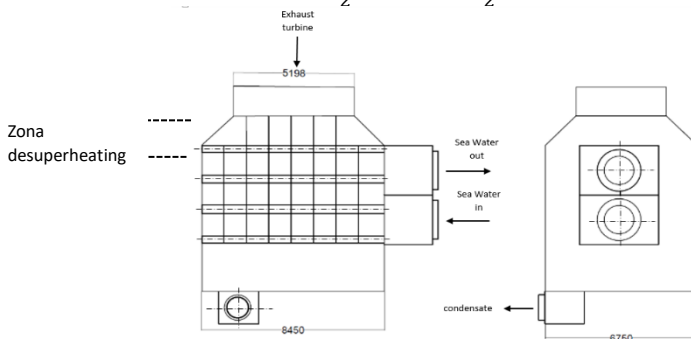
$$T_{\text{mean,desuperheating}} = \frac{T_{hi} + T_{sat}}{2} = \frac{323\text{K} + 319,64\text{K}}{2} = 321,32 \text{ K}$$

Dari table A.6 *Thermophysical properties of saturated water* dari *Fundamentals of heat and mass transfer 7th edition* by Frank P.Incopera David P. Dewwit didapat *properties* sebagai berikut :

- $v_g = 13,21 \text{ m}^3/\text{kg}$
- $\rho_g = 0,076 \text{ kg/m}^3$
- $\mu_g = 9,94 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$
- $Pr_g = 0,896$
- $k_g = 21,255 \times 10^{-3} \text{ w/m}\cdot\text{k}$

Menghitung nilai T_{surface}

$$T_{s,\text{desuperheating}} = \frac{T_{hi} + T_{x2}}{2} = \frac{323\text{k} + 319,17\text{k}}{2} = 321,085 \text{ K}$$



Gambar 31 skema zona desuperheating pada kondensor tipe Two Passes

Dengan $T_{\text{surface}} = 321,085$, didapat $Pr_s = 0,8955$

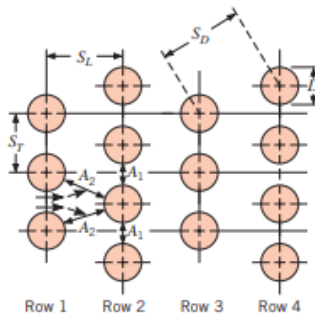
Untuk menghitung koefisien konveksi di zona desuperheating, pertama tentukan kecepatan aliran dengan cara berikut,

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{superheating}} \times A_{\text{crossflow}}} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{superheating}} \times \text{overall width} \times \text{overall length}}$$

$$\frac{175,142 \text{ kg/s}}{0,076 \text{ kg/m}^3 \times 6,372 \text{ m} \times 8,450 \text{ m}}$$

$$\frac{175,142 \text{ kg/s}}{0,076 \text{ kg/m}^3 \times (53,8434 \text{ m}^2)} = 42,801 \text{ m/s}$$

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



Gambar 32 Susunan tube staggered

Diketahui :

$$S_T = 31,75 \text{ mm}$$

Dengan rumus pitagoras didapatkan $S_L = 27,50 \text{ mm}$

V_{max} terjadi di A2 jika :

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

$$S_D = \left| 27.50^2 + \left(\frac{31.75}{2}\right)^2 \right|^{\frac{1}{2}} < \frac{31.75 + 25}{2}$$

31.75 < 28.37 (Tidak memenuhi syarat)

$$\begin{aligned} V_{\max} &= \frac{S_T}{S_T - D} \times V \\ &= \frac{31.75}{31.75 - 25} \times 42,801 \frac{m}{s} = 190,881 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

➤ Reynold Number

$$\begin{aligned} Re_{D_{\max, \text{desuperheating}}} &= \frac{\rho_{\text{superheating}} \times V_{\max} \times D_o}{\mu_{\text{superheating}}} \\ &= \frac{0.076 \frac{kg}{m^3} \times 190,881 \frac{m}{s} \times 0.025m}{9,94 \times 10^{-6} N \cdot \frac{s}{m^2}} \\ &= 37110.332 \end{aligned}$$

➤ Nusselt Number

Tabel 4. Constant for the tube bank in cross flow

Conguration	$Re_{D_{\max}}$	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

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{31.75 \text{ mm}}{27.5 \text{ mm}} = 1.15$$

Maka nilai $m = 0.60$ dan $C = 0.36$

$$Nu_{D, \text{desuperheating}} = C Re_{D, \text{max desuperheating}}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_S}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 0.36 \times 37110.332^{-0.6} \times 0.896^{0.36} \times \left(\frac{0.896}{0.895}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 189.48$$

➤ Koefisien Konveksi *desuperheating*

$$h_{o,desuperheating} = \frac{Nu_{D,desuperheating} K_{desuperheating}}{D_o}$$

$$\frac{189.48 \times 21.255 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0.025m}$$

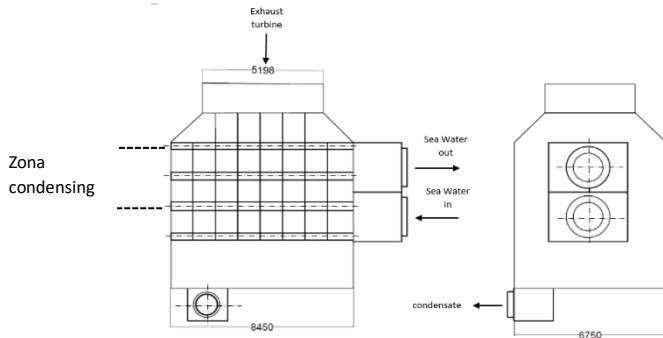
$$= 159.330 \text{ W/m}^2\text{K}$$

B) Zona Condensing,

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

$$T_{sat} = 319,64 \text{ K}$$

- $\rho_g = 0.0701 \text{ kg/m}^3$
- $h_{fg} = 2377 \text{ kJ/kg}$
- $T_m = \frac{T_{x1} + T_{x2}}{2} = \frac{303,103 \text{ K} + 319,17 \text{ K}}{2} = 311.136 \text{ K}$



Gambar 33 Skema zona condensing pada kondensor tipe Two passes

- Perhitungan Temperature surface (T_s)

Untuk mengetahui temperatur film kondensor terlebih dahulu mengetahui temperature surface. Karena temperature surface tidak diketahui, maka perlu diasumsikan. Digunakan T_s asumsi sebesar ($T_s = 318,59 \text{ K}$), sehingga didapatkan :

$$T_f = \frac{T_s + T_{sat}}{2} = \frac{318,59 \text{ K} + 319,64 \text{ K}}{2} \\ = 319,115 \text{ K}$$

Pada temperature film *tube* sebesar 319,115 K didapatkan *properties* dari tabel A.6 *thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut :

- $v_f = 1,011 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
 - $\rho_f = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1,011 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}} = 989,119 \text{ kg/m}^3$
 - $C_{p,f} = 4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
 - $\mu_f = 587 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$
 - $k_f = 639 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Perhitungan Jacob Number

$$Ja = \frac{C_{pf} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} = \frac{4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \times (319,64 \text{ K} - 318,59 \text{ K})}{2377 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \\ = 0,00497$$

- Perhitungan h'_{fg}

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68Ja) \\ = 2377 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times (1 + 0,68 \times 0,00497) \\ = 2385,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Perhitungan Koefisien konveksi zona *condensing*

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran diluar tube (h_o), *Nusselt number* harus dihitung terlebih dahulu.

$$\begin{aligned} \overline{Nu_D} &= 0,729 \left(\frac{g \times \rho l \times (\rho l - \rho v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_1 \times \mu_1 \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 0,729 \\ &\left(\frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 989,119 \frac{kg}{m^3} \times (989,119 \frac{kg}{m^3} - 0,076 \frac{kg}{m^3}) \times (0,025m)^3 \times 2385,03 \frac{kJ}{kg}}{639 \times 10^{-3} \frac{W}{mK} \times 587 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2} \times (319,64 K - 318,59 K)} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 101.334 \end{aligned}$$

Maka akan didapatkan koefisien konveksi pada bagian shell yaitu :

$$\begin{aligned} \overline{h_o} &= \frac{\overline{Nu_D} \times k_1}{D_o} = \frac{101.334 \times 639 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}}{0,025m} \\ &= 2590.097 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

Dengan mengetahui jumlah tube secara horizontal kebawah, maka nilai NL diketahui yaitu 153 buah, maka

$$\begin{aligned} h_o N &= h_o \times N_1^n \\ &= 2590.097 \frac{W}{m^2K} \times 153^{\frac{1}{6}} \\ &= 6000.113 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

- Pengecekan asumsi temperature surface

Pengecekan dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$T_s = T_{mean} + \frac{h_o (D_i)^2}{h_o (D_i)^2 + h_i (D_o)^2} (T_{sat} - T_{mean})$$

$$\begin{aligned}
&= 311,136 \text{ K} + \frac{6000.113 \frac{W}{m^2K} \times (0,0225m)^2}{6000.113 \frac{W}{m^2K} \times (0,0225m)^2} \\
&\quad + 5113,88 \frac{W}{m^2K} \times (0,025m)^2 \\
&\quad (319,64K - 311,136 K) \\
&= 318,593 \text{ K}
\end{aligned}$$

Asumsi T_s awal yaitu 317,49 K didapatkan dari beberapa kali percobaan menggunakan iterasi, sehingga mendapatkan error sebesar $0,7 \times 10^{-4}$, maka asumsi mendekati benar.

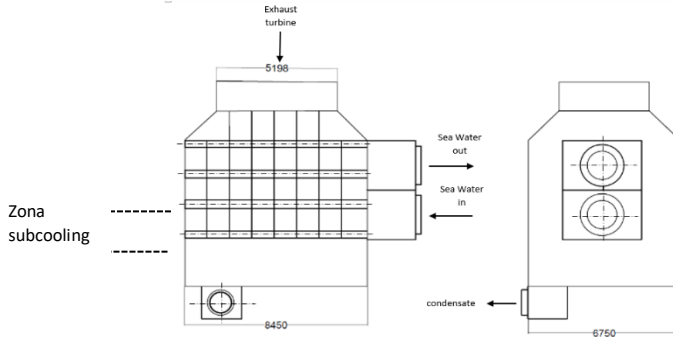
C) Zona Subcooling,

Sebelum menghitung di zona *subcooling* terlebih dahulu ditentukan *properties* fluida dengan $T_{\text{mean,subcool}}$ sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
T_{\text{mean,subcool}} &= \frac{T_{x1} + T_{ci}}{2} = \frac{303,103 \text{ K} + 303 \text{ K}}{2} \\
&= 303,051 \text{ K}
\end{aligned}$$

Sehingga didapatkan *properties* dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut :

- $v_f = 1.004 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$
- $\rho_f = 996.133 \frac{kg}{m^3}$
- $\mu_f = 803 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}$
- $k_f = 617 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$
- $Pr_f = 5,45$



Gambar 34 Skema zona subcooling pada kondensor tipe Two Passes

- Menghitung nilai T_{surface}

$$T_{s,\text{subcool}} = \frac{T_{ho} + T_{ci}}{2} = \frac{315\text{ K} + 303\text{ K}}{2} = 309\text{ K}$$

Dengan diketahui T_{surface} , maka didapatkan nilai Prs sebagai berikut :

- Prs = 4.740
- Untuk mencari laju perpindahan panas di zona subcooling, pertama ditentukan kecepatannya,

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{subcool}} \times A_{\text{crossflow}}} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{subcool}} \times \text{overall width} \times \text{overall length}} = \frac{175,142\text{ kg/s}}{996.015\text{ kg/m}^3 \times 6,372\text{ m} \times 8,450\text{ m}} = \frac{175,142\text{ kg/s}}{996.015\text{ kg/m}^3 \times (53,8434\text{ m}^2)} = 1.332\frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Seperti yang sudah dibuktikan pada zona desuperheating jika V_{max} terjadi di A_1 maka,

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V = \frac{31.75}{31.75 - 25} \times 1.332 \frac{m}{s} = 0.0072 \frac{m}{s}$$

- Reynold Number,

$$Re_{D_{\max, \text{subcool}}} = \frac{\rho_{\text{subcool}} V_{\max} d_o}{\mu_{\text{subcool}}} \\ = \frac{996.133 \frac{kg}{m^3} \times 0.0072 \frac{m}{s} \times 0.025m}{803 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} \\ = 187.371$$

- Nusselt Number,

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} = 0.3 + \frac{0.62 \times 187.371^{\frac{1}{2}} \times 5.45^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{5.45}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \\ = 15.332$$

- Koefisien konveksi zona subcooling

$$H_{o, \text{subcool}} = \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} = \frac{15.332 \times 617 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0.0225 m} \\ = 401.563 \frac{W}{m^2 K}$$

4.6.4. Perhitungan Overall Heat Transfer

Untuk menghitung U (koefisien perpindahan panas keseluruhan), data yang diperlukan didapat dari 7th edition *Fundamentals of heat and Mass Transfer by Frank P. Incopera – David P. Dewwit* yaitu :

- Tabel A.1 *Thermophysical properties of selected methalic solid* (lampiran 1) dengan bahan *Titanium* untuk temperature 311,5 K didapat harga $k = 511.335 \frac{W}{mK}$
- Tabel 11.1 *Representative fouling factors table* (lampiran 5) didapat $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{m^2 K}{W}$ (*non oil bearings*)

- Tabel 11.1 *Representative fouling factors table (lampiran 5)* didapat $R''_{f,i} = 0.0001 \frac{m^2K}{W}$ (*Sea Water and treated boiler feedwater below 50°C*) jadi,

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

$$\frac{1}{\frac{1}{159.330 \frac{W}{m^2k}} + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.335 \frac{W}{mK}} \ln \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) \frac{1}{5113,88 \frac{W}{m^2k}}}$$

$$= 150.372 \frac{W}{m^2K}$$

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

$$\frac{1}{\frac{1}{2590.097 \frac{W}{m^2K}} + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.335 \frac{W}{mK}} \ln \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) \frac{1}{5113,88 \frac{W}{m^2k}}}$$

$$= 1230.332 \frac{W}{m^2K}$$

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

$$\frac{1}{\frac{1}{401.563 \frac{W}{m^2K}} + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.335 \frac{W}{mK}} \ln \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) + 0.0001 \frac{m^2K}{W} + \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) \frac{1}{5113.88 \frac{W}{m^2K}}}$$

$$= 345.896 \frac{W}{m^2K}$$

$$U_{tot} = U_{desuperheating} + U_{condensing} + U_{subcooling}$$

$$= 150.372 \frac{W}{m^2K} + 1230.332 \frac{W}{m^2K} + 345.896 \frac{W}{m^2K} = 1726.6 \frac{W}{m^2K}$$

4.6.5. Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total

a) Luas perpindahan panas

Sebelum menghitung luas perpindahan panas setiap zona, diperlukan mencari luas perpindahan panas actual terlebih dahulu.

$$A = \pi \times d_o \times L_{tube} \times W_{overall} \times N_{tube}$$

$$= \pi \times 0.025m \times 8.909m \times 6.75m \times 15136 = 10723.854 m^2$$

Dalam mencari luas perpindahan panas pada setiap zona diperlukan persentase luasan perpindahan panas setiap zona, yaitu dengan perbandingan *enthalpy* :

$$\% \text{desup} = \frac{h_i - h_g}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\%$$

$$= \frac{2585,9 \frac{Kj}{kg} - 2586,1 \frac{Kj}{kg}}{\left(2585,9 \frac{Kj}{kg} - 2586,1 \frac{Kj}{kg} \right) + \left(2586,1 \frac{Kj}{kg} - 195,2 \frac{Kj}{kg} \right) + \left(195,2 \frac{Kj}{kg} - 157,117 \frac{Kj}{kg} \right)} \times 100\%$$

$$= 0.057\%$$

$$\% \text{cond} = \frac{h_g - h_f}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\%$$

$$= \frac{2586,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 195,2 \text{ kJ/kg}}{\left(2585,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2586,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(2586,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 195,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + (195,2 \text{ kJ/kg} - 157,117 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$= 98,95\%$$

$$\% \text{subcool} = \frac{h_f - h_o}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\%$$

$$= \frac{195,2 \text{ kJ/kg} - 157,117 \text{ kJ/kg}}{\left(2585,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2586,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(2586,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 195,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + (195,2 \text{ kJ/kg} - 157,117 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$= 0,993\%$$

Maka luas perpindahan panas setiap zona :

$$A_{\text{desuperheating}} = \% \text{desup} \times A$$

$$= 0,057\% \times 10723,854 \text{ m}^2 = 6,112 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{condensing}} = \% \text{condensing} \times A$$

$$= 98,95\% \times 10723,854 \text{ m}^2 = 10611,253 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{subcooling}} = \% \text{subcooling} \times A$$

$$= 0,993\% \times 10723,854 \text{ m}^2 = 106,487 \text{ m}^2$$

b) Laju perpindahan panas

$$Q_{\text{desuperheating}} = U_{\text{desup}} A_{\text{desup}} \Delta T_{\text{LM,desup}}$$

$$= 150,372 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times 6,112 \text{ m}^2 \times 2,352 \text{ K}$$

$$= 2161,661 \text{ Watt}$$

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

$$= 1230,332 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times 10611,253 \text{ m}^2 \times 6,439 \text{ K}$$

$$= 84063489.607 \text{ Watt}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{subcool}} &= U_{\text{subcool}} A_{\text{subcool}} \Delta T_{\text{LM,subcool}} \\ &= 345.896 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 106.487 \text{ m}^2 \times 16.001 \text{ K} \\ &= 589371.67 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{total}} &= Q_{\text{subcool}} + Q_{\text{desuperheating}} + Q_{\text{cond}} \\ &= 85124902.938 \text{ Watt} \\ &= 85.124902 \text{ MW} \end{aligned}$$

4.7 Perhitungan Efektifitas kondensor

4.7.1 Perhitungan heat capacity

Sebelum mencari efektifitas dari kondensor, harus diketahui terlebih dahulu heat capacity cold (C_c) dan hot (C_h), yaitu:

Kapasitas panas pada sisi *tube* :

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{p,f} \\ &= 6647,485 \text{ kg/s} \times 4,181 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} = 27793.134 \text{ kJ/s}\cdot\text{K} \text{ (Cmax)} \end{aligned}$$

Kapasitas panas pada sisi *shell* :

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \times (C_{p,s} + C_{p,g} + C_{p,f}) \\ &= 175,142 \text{ kg/s} \times (4.181 + 1.887 + 4.181 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}) = 1555.332 \text{ kJ/s}\cdot\text{K} \text{ (Cmin)} \end{aligned}$$

$$Cr = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = \frac{1535.502 \text{ kJ/s}\cdot\text{K}}{27814.083 \text{ kJ/s}\cdot\text{K}} = 0.061$$

4.7.2 Perhitungan *Effectiveness* – NTU

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

$$= \frac{1726.6 \frac{W}{m^2 K} \times 10723.854 m^2}{1555.332 \text{ kJ/s.K}} = 13.4$$

Karena pada spesifikasi disebutkan bahwa kondensor bertipe *shell and tube*, maka dari persamaan didapatkan :

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

$$= 2 \left[1 + 0.061 (1 + 0.061^2)^{\frac{1}{2}} \right] \times \frac{1 + \exp \left| -(13.4)_1 (1 + 0.055^2)^{\frac{1}{2}} \right|^{-1}}{1 - \exp \left| -(13.4)_1 (1 + 0.055^2)^{\frac{1}{2}} \right|^{-1}}$$

$$= 0.9843$$

$$= 98.43\%$$

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

1. Laju perpindahan panas kondensor Blok III PLTU sebelum *overhaul* pada 02 Juni 2017 sebesar 83.930623 MW dan sesudah *overhaul* pada 15 Juli 2017 sebesar 85.124902 MW.
2. Efektivitas kondensor Blok III sebelum *overhaul* pada 02 Juni 2017 sebesar 97.11% dan sesudah *overhaul* pada 15 Juli 2017 sebesar 98.43%.

5.2 Saran

Pada perhitungan laju perpindahan panas dan efektivitas kondensor di PLTU Blok III ini belum sepenuhnya sempurna. Hal ini dikarenakan masih banyak parameter-parameter yang tidak diikutkan dalam perhitungan, seperti *factor plugging*, *pressure drop*, beberapa zona dalam kondensor dan yang lainnya. Selain itu keterbatasan data yang diperoleh dari operasi PLTU, sehingga membuat data yang dianalisis bebrapa menggunakan asumsi-asumsi tertentu, seperti pada laju aliran massa pada sisi air pendingin, kapasitas aliran air pendingin dan faktor koreksi yang mempengaruhi laju perpindahan panas. Sehingga menyebabkan berkurangnya keakuratan data. Dan sebaiknya menggunakan data pada beban yang sama.

Semoga pada penelitian kondensor Blok III selanjutnya mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu dijadikan refrensi kepada peneliti lain untuk meneliti performa kondensor, serta memberikan manfaat kepada pihak PLTU Blok III PT. PJB UP Gresik untuk mengetahui keefektifan dari program *Overhaul* yang dilakukan/diterapkan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

1. Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incopera, F. P., and Dewitt D.P. 2011. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition**. John Wiley & sons, inc.
2. RENTAL Operasi PT.PJB UP Gresik.
3. https://en.m.wikipedia.org/wiki/surface_condenser
4. <https://sv.m.wikipedia.org/wiki/kondensor>
5. http://www.roymech.co.uk/related/Thermos/Thermos_condensors.html
6. <http://www.thermopedia.com/content/654/>
7. Incopera, Frank P., and Dewitt, David P. 1990. **Introduction to Heat Transfer Second Edition**. Canada: John Willey&Sons, Inc.
8. J.Moran, Michael and Shapiro, Howard.2006. **Fundamental of Engineering Thermodynamics fifth edition**. New York: John Willey & Sons, Inc.
9. Pritchard, Philip J.2011. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition**. John Wiley & Sons, Inc.
10. Stoeker, F., Wilbert. 1998. **Industrial Refrigeration Handbook**. McGraw-Hill.

Lampiran 1

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids*

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m·K)/ c_p (J/kg·K)										
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	
Aluminum	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218						
Pure						482	798	949	1033	1146						
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186							
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2	473	787	925	1042							
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7				
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519			
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04								
						112	120	127								
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85					
						128	600	1463	1892	2160	2338					
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7								
						198	222	242								
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4		
						192	384	484	542	581	616	682	779	937		
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5	67.4		
						236	379	450	503	550	628	733				
Copper																
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339				
						252	356	397	417	433	451	480				
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14	42	52	59								
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	41	65	74								
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149							
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19	237	362							
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4				
						190	290	337	348	357	375	395				

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter 903.3

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)								
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m·K)/ c_p (J/kg·K)									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255			
						109	124	131	135	140	145	155			
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111	172	
						90	122	133	138	144	153	161			
Iron															
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1	654	
						216	384	490	574	680	975	609			
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4	654	
						215	384	490	574	680	975	609			
Carbon steels															
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)	7854	434	60.5	17.7		56.7	48.0	39.2	30.0						
						487	559	685	1169						
AISI 1010	7832	434	63.9	18.8		58.7	48.8	39.2	31.3						
						487	559	685	1168						
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)	7817	446	51.9	14.9		49.8	44.0	37.4	29.3						
						501	582	699	971						
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn \leq 1.65%, 0.1% < Si \leq 0.6%)	8131	434	41.0	11.6		42.2	39.7	35.0	27.6						
						487	559	685	1090						
Chromium (low) steels (Cr-Mn-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.25% Mo, 0.6% Si) 1 Cr-Mn (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si) 1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7822	444	37.7	10.9		38.2	36.7	33.3	26.9						
						492	575	688	969						
	7858	442	42.3	12.2		42.0	39.1	34.5	27.4						
						492	575	688	969						
	7836	443	48.9	14.1		46.8	42.1	36.3	28.2						
						492	575	688	969						

903.3 Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

Stainless steels																				
AISI 302	8055	480	15.1	3.91				17.3	20.0	22.8	25.4									
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	16.6	19.8	22.6	25.4	28.0	31.7							
AISI 316		8238	468	13.4	3.48			15.2	18.3	21.3	24.2									
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			50.4	58.0	57.6	60.2									
								51.3	55.9	58.5	60.6									
Lead	601	11340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	34.0	31.4											
						118	125	132	142											
Magnesium	923	1740	1024	156	87.6	169	159	153	149	146										
						649	934	1074	1170	1267										
Molybdenum	2894	10240	251	138	53.7	179	143	134	126	118	112	105	98	90	86					
						141	224	261	275	285	295	308	330	380	459					
Nickel																				
Pure	1728	8900	444	90.7	23.0	164	107	80.2	65.6	67.6	71.8	76.2	82.6							
Nichrome	1672	8400	420	12	3.4	232	383	485	592	530	562	594	616							
(80% Ni, 20% Cr)								14	16	21										
Inconel X-750	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.0	27.6	33.0							
(73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)						—	372	473	510	546	626	—	—	—						
Niobium	2741	8570	265	53.7	23.6	55.2	52.6	55.2	58.2	61.3	64.4	67.5	72.1	79.1						
						188	249	274	283	292	301	310	324	347						
Palladium	1827	12020	244	71.8	24.5	76.5	71.6	73.6	79.7	86.9	94.2	102	110							
						168	227	251	261	271	281	291	307							
Platinum																				
Pure	2045	21450	133	71.6	25.1	77.5	72.6	71.8	73.2	75.6	78.7	82.6	89.5	99.4						
Alloy 60Pt-40Rh						100	125	136	141	146	152	157	165	179						
(60% Pt, 40% Rh)	1800	16630	162	47	17.4			52	59	65	69	73	76							
Rhenium	3453	21100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1	44.2	44.1	44.6	45.7	47.8	51.9						
						97	127	139	145	151	156	162	171	186						
Rhodium	2236	12450	243	150	49.6	186	154	146	136	127	121	116	110	112						
						147	220	253	274	293	311	327	349	376						
Silicon	1685	2330	712	148	89.2	884	264	98.9	61.9	42.2	31.2	25.7	22.7							
						259	556	790	867	913	946	967	992							
Silver	1235	10500	235	429	174	444	430	425	412	396	379	361								
						187	225	239	250	262	277	292								
Tantalum	3269	16600	140	57.5	24.7	59.2	57.5	57.8	58.6	59.4	60.2	61.0	62.2	64.1	65.6					
						110	133	144	146	149	152	155	160	172	189					
Thorium	2023	11700	118	54.0	39.1	59.8	54.6	54.5	55.8	56.9	56.9	58.7								
						99	112	124	134	145	156	167								
Tin	505	7310	227	66.6	40.1	85.2	73.3	62.2												
						188	215	243												

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at Various Temperatures (K)																		
		Properties at 300 K				k (W/m·K)/ c_p (J/kg·K)														
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	$\rho \cdot 10^4$ (m ³ /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500					
Titanium	1953	4500	522	21.9	9.32	30.5	24.5	20.4	19.4	19.7	20.7	22.0	24.5							
						300	465	551	591	633	675	620	686							
Tungsten	3660	19300	132	174	68.3	208	186	159	137	125	118	113	107	100	95					
						87	122	137	142	145	148	152	157	167	176					
Uranium	1406	19070	116	27.6	12.5	21.7	25.1	29.6	34.0	38.8	43.9	49.0								
						94	108	125	146	176	180	161								
Vanadium	2192	6100	489	30.7	10.3	35.8	31.3	31.3	33.3	35.7	38.2	40.8	44.6	50.9						
						258	430	515	540	563	597	645	714	867						
Zinc	693	7140	389	116	41.8	117	118	111	103											
						297	367	402	436											
Zirconium	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7	26.0	28.8	33.0						
						205	264	300	322	342	362	344	344	344						

*Adapted from References 1-7.

Lampiran 2

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)	Heat of Vaporization, <i>h_g</i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)	Viscosity (N·s/m ²)	Thermal Conductivity (W/m·K)	Prandtl Number	Surface Tension, <i>σ</i> × 10 ³ (N/m)	Expansion Coefficient, <i>β</i> × 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, <i>T</i> (K)	
		<i>v_g</i> e _g	<i>h_g</i> e _g	<i>c_p</i> e _g	<i>μ</i> × 10 ⁵ <i>μ_s</i> × 10 ⁶	<i>k</i> × 10 ³ <i>k_s</i> × 10 ⁴	<i>Pr</i> <i>Pr_s</i>				
273.15	0.00611	1.000 206.3	2502	4.217 1.854 1750	8.02	569	18.2 12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000 181.7	2497	4.211 1.855 1652	8.09	574	18.3 12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000 130.4	2485	4.198 1.858 1422	8.29	582	18.6 10.26	0.825	74.8	-46.04	280
285	0.01387	1.000 99.4	2473	4.189 1.861 1225	8.49	590	18.9 8.81	0.833	74.3	-114.1	285
290	0.01917	1.001 69.7	2461	4.184 1.864 1080	8.69	598	19.3 7.56	0.841	73.7	-174.0	290
295	0.02617	1.002 51.94	2449	4.181 1.868 959	8.89	606	19.5 6.62	0.849	72.7	-227.5	295
300	0.03531	1.003 39.13	2438	4.179 1.872 855	9.09	613	19.6 5.83	0.857	71.7	-276.1	300
305	0.04712	1.005 29.74	2426	4.178 1.877 769	9.29	620	20.1 5.20	0.865	70.9	-320.6	305
310	0.06221	1.007 22.93	2414	4.178 1.882 695	9.49	628	20.4 4.62	0.873	70.0	-361.9	310
315	0.08132	1.009 17.82	2402	4.179 1.888 631	9.69	634	20.7 4.16	0.883	69.2	-404.4	315
320	0.1053	1.011 13.98	2390	4.180 1.895 577	9.89	640	21.0 3.77	0.894	68.3	-456.7	320
325	0.1351	1.013 11.06	2378	4.182 1.903 528	10.09	645	21.3 3.42	0.901	67.5	-471.2	325
330	0.1719	1.016 8.82	2366	4.184 1.911 489	10.29	650	21.7 3.15	0.908	66.6	-504.0	330
335	0.2167	1.018 7.09	2354	4.186 1.920 453	10.49	656	22.0 2.88	0.916	65.8	-535.5	335
340	0.2713	1.021 5.74	2342	4.188 1.930 420	10.69	660	22.3 2.66	0.925	64.9	-566.0	340
345	0.3372	1.024 4.683	2329	4.191 1.941 389	10.89	664	22.6 2.45	0.933	64.1	-595.4	345
350	0.4163	1.027 3.846	2317	4.195 1.954 365	11.09	668	23.0 2.29	0.942	63.2	-624.2	350
355	0.5100	1.030 3.180	2304	4.199 1.968 343	11.29	671	23.3 2.14	0.951	62.3	-652.3	355
360	0.6209	1.034 2.645	2291	4.203 1.983 324	11.49	674	23.7 2.02	0.960	61.4	-679.7	360
365	0.7514	1.038 2.212	2278	4.209 1.999 306	11.69	677	24.1 1.91	0.969	60.5	-707.1	365
370	0.9040	1.041 1.861	2265	4.214 2.017 289	11.89	679	24.5 1.80	0.978	59.5	-728.7	370
375.15	1.0133	1.044 1.679	2257	4.217 2.029 279	12.02	680	24.8 1.76	0.984	58.9	-750.1	375.15
375	1.0815	1.045 1.574	2252	4.220 2.036 274	12.09	681	24.9 1.70	0.987	58.6	-761 375	
380	1.2869	1.049 1.337	2239	4.226 2.057 260	12.29	683	25.4 1.61	0.999	57.6	-778 380	
385	1.5233	1.053 1.142	2225	4.232 2.080 248	12.49	685	25.8 1.53	1.004	56.6	-814 385	
390	1.794	1.058 0.980	2212	4.239 2.104 237	12.69	686	26.3 1.47	1.013	55.6	-844 390	
400	2.455	1.067 0.731	2183	4.256 2.158 217	13.05	688	27.2 1.34	1.033	53.6	-896 400	
410	3.302	1.077 0.553	2153	4.278 2.221 200	13.42	688	28.2 1.24	1.054	51.5	-952 410	
420	4.370	1.088 0.425	2123	4.302 2.291 185	13.79	688	29.8 1.16	1.075	49.4	-1010 420	
430	5.699	1.099 0.331	2091	4.331 2.369 173	14.14	685	30.4 1.09	1.100	47.2	-1072 430	

TABLE A.6 Continued

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)	Heat of Vaporization, <i>h_g</i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)	Viscosity (N·s/m ²)	Thermal Conductivity (W/m·K)	Prandtl Number	Surface Tension, <i>σ</i> × 10 ³ (N/m)	Expansion Coefficient, <i>β</i> × 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, <i>T</i> (K)	
		<i>v_g</i> e _g	<i>h_g</i> e _g	<i>c_p</i> e _g	<i>μ</i> × 10 ⁵ <i>μ_s</i> × 10 ⁶	<i>k</i> × 10 ³ <i>k_s</i> × 10 ⁴	<i>Pr</i> <i>Pr_s</i>				
440	7.333	1.110 0.261	2059	4.36 2.46	162	14.50	682 31.7	1.04 1.12	45.1	440	
450	9.319	1.123 0.208	2024	4.40 2.56	152	14.85	678 33.1	0.99 1.14	42.9	450	
460	11.71	1.137 0.167	1989	4.44 2.68	143	15.19	673 34.6	0.95 1.17	40.7	460	
470	14.55	1.152 0.136	1951	4.48 2.79	136	15.54	667 36.3	0.92 1.20	38.5	470	
480	17.90	1.167 0.111	1912	4.53 2.94	129	15.88	660 38.1	0.89 1.23	36.2	480	
490	21.83	1.184 0.0922	1870	4.59 3.10	124	16.23	651 40.1	0.87 1.25	33.9	490	
500	26.40	1.203 0.0766	1825	4.66 3.27	118	16.59	642 42.3	0.86 1.28	31.6	500	
510	31.66	1.222 0.0631	1779	4.74 3.47	113	16.95	631 44.7	0.85 1.31	29.3	510	
520	37.70	1.244 0.0525	1730	4.84 3.70	108	17.33	621 47.5	0.84 1.35	26.9	520	
530	44.58	1.268 0.0445	1679	4.95 3.96	104	17.72	608 50.6	0.85 1.39	24.5	530	
540	52.38	1.294 0.0375	1622	5.08 4.27	101	18.1	594 54.0	0.86 1.43	22.1	540	
550	61.19	1.323 0.0317	1564	5.24 4.64	97	18.6	580 58.3	0.87 1.47	19.7	550	
560	71.08	1.355 0.0269	1499	5.43 5.09	94	19.1	563 63.7	0.90 1.52	17.3	560	
570	82.16	1.392 0.0228	1429	5.68 5.67	91	19.7	548 76.7	0.94 1.59	15.0	570	
580	94.51	1.433 0.0193	1353	6.00 6.40	88	20.4	528 76.9	0.99 1.68	12.8	580	
590	108.3	1.482 0.0163	1274	6.41 7.35	84	21.5	513 84.1	1.05 1.84	10.5	590	
600	123.5	1.541 0.0137	1176	7.00 8.75	81	22.7	497 92.9	1.14 2.15	8.4	600	
610	137.3	1.612 0.0115	1068	7.85 11.1	77	24.1	467 103	1.30 2.60	6.3	610	
620	159.1	1.705 0.0094	941	9.35 15.4	72	25.9	444 114	1.52 3.46	4.5	620	
625	169.1	1.778 0.0085	858	10.6 18.3	70	27.0	430 121	1.65 4.20	3.5	625	
630	179.7	1.856 0.0075	781	12.6 22.1	67	28.0	412 130	2.0 4.8	2.6	630	
635	193.9	1.915 0.0066	683	16.4 27.6	64	30.0	392 141	2.7 6.0	1.5	635	
640	202.7	2.075 0.0057	560	26 42	59	32.0	367 155	4.2 9.6	0.8	640	
645	215.2	2.351 0.0045	361	90	—	54	37.0	331 178	12 26	0.1	645
647.3 ^c	221.2	3.170 0.0032	0	∞ ∞ ∞	45	45.0	238 238	∞ ∞ 0.0	∞ ∞ 0.0	—	647.3 ^c

^aAdapted from Reference 22.

^b1 bar = 10⁵ N/m².

^cCritical temperature.

Lampiran 3

TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation	
Parallel ow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$\epsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2) \times \frac{1 + \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{0.5}]}{1 - \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{0.5}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
n shell passes (2n, 4n, ... tube passes)	$\epsilon = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-ow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.22}] - 1 \} \right]$	(11.32)
C_{min} (mixed), C_{max} (unmixed)	$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r(1 - \exp(-NTU))])$	(11.33a)
C_{min} (mixed), C_{max} (unmixed)	$\epsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} [1 - \exp(-C_r(NTU))])$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

Lampiran 4

Grafik NTU terhadap *Effectiveness Heat Exchanger*

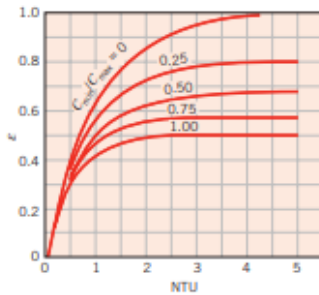


FIGURE 11.10 Effectiveness of a parallel-flow heat exchanger (Equation 11.28).

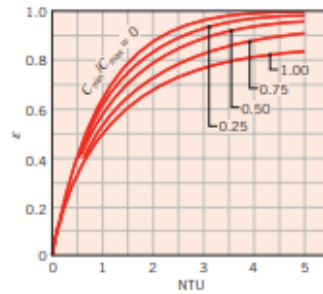


FIGURE 11.11 Effectiveness of a counterflow heat exchanger (Equation 11.29).

Lampiran 5

TABLE 11.1 Representative Fouling Factors [1]

Fluid	R'' ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

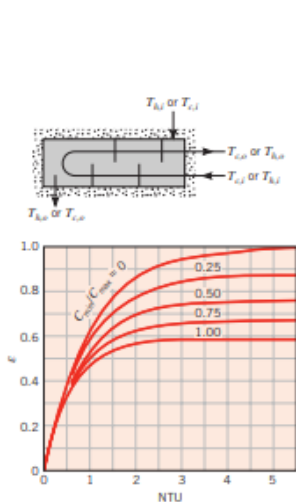


FIGURE 11.12 Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. tube passes) (Equation 11.30).

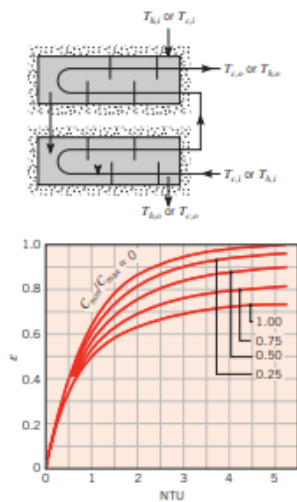


FIGURE 11.13 Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc. tube passes) (Equation 11.31 with $n = 2$).

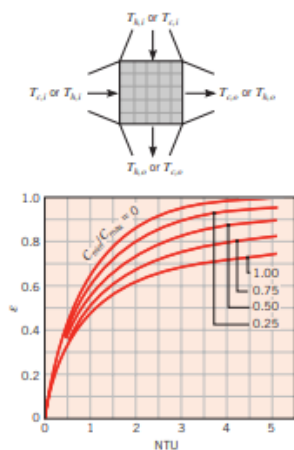


FIGURE 11.14 Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed (Equation 11.32).

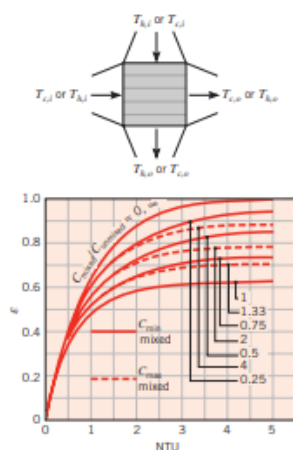


FIGURE 11.15 Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (Equations 11.33, 11.34).

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Mataram, 09 Januari 1998, merupakan anak keempat dari empat bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu, SDN 41 Mataram, SMPN 6 Mataram, SMAN 2 Mataram. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Departemen Teknik Mesin Industri FV – ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 1021150000007.

Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis. Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan baik dibidang akademik maupun non akademik. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi untuk menunjang *softskill*. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Staff magang Kominfo HMDM 2015/2016, Kepala Departemen Ristek HMDM 2016/2017, Wakil Produser Divisi News ITS TV 2017/2018, Wakil Produser Divisi Profil ITS TV 2018.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan PKTI 2015, Pelatihan spiritual 2015, Pelatihan Global Competencies Workshop IO 2017. Penulis juga pernah melaksanakan Kerja Praktek di PT. PJB UPHT Gresik, Jawa Timur selama satu bulan pada 02 Juli s/d 02 Agustus 2018.