



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERBANDINGAN LAJU PERPINDAHAN PANAS
PADA KONDENSOR PLTU UNIT IV PT. PJB UP
GRESIK DENGAN PERBEDAAN MATERIAL
TUBE ALUMINIUM BRASS C6870T DAN
TITANIUM TTH35W**

**OKY NUR BAGASKARA
NRP. 2113 030 073**

**Dosen Pembimbing 1 :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**

**Dosen Pembimbing 2 :
Ir. Sri Bangun S, MT.**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERBANDINGAN LAJU PERPINDAHAN PANAS
PADA KONDENSOR PLTU UNIT IV PT. PJB UP
GRESIK DENGAN PERBEDAAN MATERIAL
TUBE ALUMINIUM BRASS C6870T DAN
TITANIUM TTH35W**

**OKY NUR BAGASKARA
NRP. 2113 030 073**

**Dosen Pembimbing 1 :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**

**Dosen Pembimbing 2 :
Ir. Sri Bangun S, MT.**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016**



FINAL PROJECT - TM 145502

**COMPARISON OF HEAT TRANSFER RATE ON
CONDENSOR AT PLTU UNIT IV PT. PJB UP
GRESIK WITH DIFFERENCES ON TUBE
MATERIAL ALUMINIUM BRASS C6870T AND
TITANIUM TTH35W**

**OKY NUR BAGASKARA
NRP. 2113 030 073**

**Counselor Lecturer 1 :
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**

**Counselor Lecture 2 :
Ir. Sri Bangun S, MT.**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial of Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PERBANDINGAN LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA KONDENSOR PLTU UNIT IV PT. PJB UP GRESIK DENGAN PERBEDAAN MATERIAL TUBE ALUMINIUM BRASS C6870T DAN TITANIUM TTH35W

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

OKY NUR BAGASKARA
NRP. 2113 030 073

Disetujui Oleh,
Pembimbing Tugas Akhir :



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

SURABAYA, AGUSTUS 2016

**PERBANDINGAN LAJU PERPINDAHAN PANAS PADA
KONDENSOR PLTU UNIT IV PT. PJB UP GRESIK
DENGAN PERBEDAAN MATERIAL TUBE ALUMINIUM
BRASS C6870T DAN TITANIUM TTH35W**

Nama Mahasiswa : Oky Nur Bagaskara
NRP : 2113 030 073
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Sri Bangun S, MT.

Abstrak

Dalam operasionalnya, PLTU Unit IV sering terjadi kebocoran pada tube kondensor yg digunakan untuk menyalurkan air pendingin. Hal ini berdampak pada ketidakstabilan performa kondensor secara keseluruhan. Salah satu upaya untuk meningkatkan performa kondensor yakni dengan menggunakan material yang tahan korosi dan mempunyai laju perpindahan panas yang tinggi. Oleh karena hal tersebut, maka akan diadakan penelitian yang membandingkan performa kondensor menggunakan material tube aluminium brass dengan titanium. Titanium dipilih karena memiliki sifat tahan korosi tinggi dan mempunyai konduktivitas termal yang baik

Proses perhitungan laju perpindahan panas dilakukan dengan metode *Log Mean Temperature Different (LMTD)*. Sedangkan untuk perhitungan *Effectiveness* digunakan metode *Number of Transfer Unit (NTU)*. Perhitungan dilakukan dengan data kevakuman dan temperatur yang sama agar hasilnya dapat terfokus pada perbedaan material tube.

Setelah dilakukan perhitungan, nilai laju perpindahan panas total dari material aluminium brass 29,449280 MW dan pada material titanium sebesar 28,530623 MW. Sedangkan untuk nilai resistansi korosinya, material titanium lebih tahan terhadap air laut daripada material aluminium brass.

Kata Kunci : Material, Tube, Kondensor, Laju Perpindahan Panas, Efektivitas

**COMPARISON OF HEAT TRANSFER RATE ON
CONDENSOR AT PLTU UNIT IV PT. PJB UP GRESIK
WITH DIFFERENCES ON TUBE MATERIAL
ALUMINIUM BRASS C6870T AND TITANIUM TTH35W**

Name of student Univ. : Oky Nur Bagaskara
NRP : 2113 030 073
Major : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Counselor Lecture 1 : Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.
Counselor Lecture 2 : Ir. Sri Bangun S, MT.

Abstract

Power Plant Unit IV frequent leaks in condenser tube which is used to supply cooling water . This has an impact on the overall instability of the performance of the condenser . One effort to improve the performance of the condenser using a corrosion-resistant material and has a high rate of heat transfer. In this case the authors are interested in comparing the performance of the condenser which uses aluminium brass tube with titanium material . Selection of titanium because of its high corrosion resistance and good thermal conductivity

The method used in this calculation of the heat transfer-rate and effectiveness is Log Mean Temperature Difference (LMTD) and Number of Transfer Unit (NTU) Method to calculate the effectiveness. This method of data calculated by same vacuum pressure and temperature, so that the results are focused on material differences tube

The results obtained by value of the rate of heat transfer which is aluminium brass is 29,449280 MW, and titanium is 28,530623 MW. While for the value of the corrosion resistance , titanium material more resistant to sea water than aluminum material brass.

Keywords : Material, Tube, Condensor, Heat Transfer Rate , Effectiveness

DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Lembar Pengesahan	
Abstrak.....	i
Kata Pengantar.....	v
Daftar Isi.....	vii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel.....	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	3
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4

BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka.....	7
2.1.1 Gambaran Umum Kondensor.....	7
2.1.2 Pengertian Kondensor.....	8
2.1.3 Klasifikasi Jenis Kondensor.....	8
2.1.4 Zona Kondensasi.....	12
2.2 Analisis Termodinamika.....	13
2.2.1 Hukum Kekekalan Massa.....	14
2.2.2 Energi <i>Balance</i>	16
2.3 Perpindahan Panas.....	19
2.3.1 Perpindahan Panas Konduksi.....	19
2.3.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	20
2.3.3 Perpindahan Panas Radiasi.....	21
2.4 Analisis Perpindahan Panas.....	22
2.4.1 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode <i>Log Mean Temperature Difference (LMTD)</i>	22
2.4.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Pipa.....	25
2.4.3 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di luar Pipa.....	26

2.4.4 Koefisien Perpindahan Panas Zona Kondensasi	29
2.4.5 <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	33
2.5 <i>Effectiveness</i> dengan Metode NTU (<i>Number of Transfer Unit</i>	35

BAB III METODOLOGI

3.1 Studi Literatur.	37
3.2 Pengambilan Data dan Survei Lapangan.....	37
3.3 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir.....	38
3.4 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	39
3.4.1 Flow Chart Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	39
3.5 Analisis Perpindahan Panas	41
3.5.1 ΔT_{LM} di setiap zona	41
3.5.1.1 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona	41
3.5.2 Perpindahan Panas di Dalam Tube.....	42
3.5.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam <i>Tube</i>	42
3.6 Perpindahan Panas di Luar Tube	43
3.6.1 <i>Zona Desuperheat dan Subcooling</i>	43
3.6.1.1 Flow chart Laju Perpindahan Panas pada <i>Zona Desuperheating dan Subcooling</i>	44
3.6.2 <i>Zona Condensing</i>	46
3.6.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas pada <i>Zona Condensing</i>	46
3.7 Laju Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> Total	48
3.8 Efektivitas Kondensor	49
3.8.1. Flow Chart Perhitungan Efektivitas dengan metode NTU.....	49

BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit 3	51
4.2 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	52
4.3 Analisis Perpindahan Panas.....	55

4.3.1 Metode LMTD (<i>Log Mean Temperature Deifference</i>).....	56
4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam <i>Tube</i>	58
4.3.3 Perpindahan Panas di Luar <i>Tube</i>	59
4.3.4 Laju Perpindahan Panas Total.....	71
4.3.5 <i>Overall Heat Transfer</i> Total.....	71
4.4 Perhitungan <i>Effectiveness</i> (ϵ) Dengan Metode <i>Number of Transfer Unit (NTU)</i>	72
4.4.1 Perhitungan <i>Effectiveness</i> (ϵ) <i>Zona Desuperheating</i>	72
4.4.2 Perhitungan <i>Effectiveness</i> (ϵ) <i>Zona Subcooling</i>	73
4.5 Perhitungan Dengan Material Tube Titanium.....	74
4.5.1 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Titanium	75
4.5.2 Perhitungan <i>Effectiveness</i> (ϵ) Titanium	77
4.6 Maintenance	82
4.6.1 Air Leakage.....	82
4.6.2 Fouling	83
4.6.3 Scale	85
4.6.4 Korosi	86
4.6.5 Kebocoran	86

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan.....	89
5.2 Saran.....	89

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	<i>Constants for the tube bank in cross flow</i>	29
Tabel 4.1	<i>Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area</i>	51
Tabel 4.2	Data Aktual Kondensor bulan Juni (pada tanggal 2 Februari 2016 pukul 10.00)	52
Tabel 4.3	Table <i>Constants for the tube bank in cross flow</i>	62
Tabel 4.4	Table <i>Constants for the tube bank in cross flow</i>	70
Tabel 4.5	<i>Design spesification</i> dari material titanium.....	74
Tabel 4.6	Efektivitas kondensor pada zona desuperheating dan subcoling (Material tube Aluminium brass & Titanium)	81

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

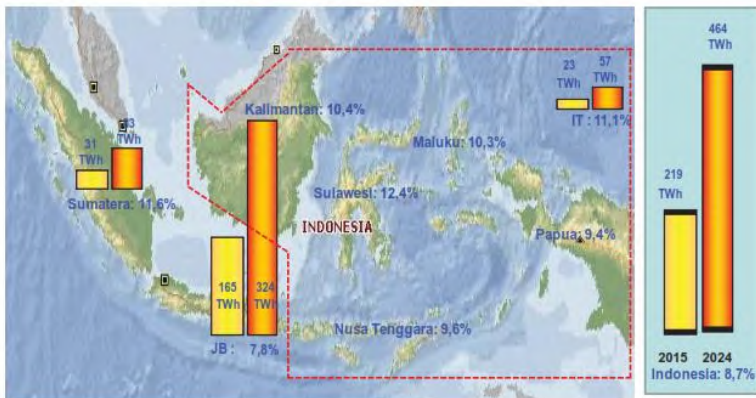
Gambar 1.1	Proyeksi Penjualan Tenaga Listrik PLN Tahun 2015 dan 20124	1
Gambar 2.1	Siklus PLTU Sederhana	7
Gambar 2.2	<i>Spray Condensor</i>	9
Gambar 2.3	Jet Surface Condensor	10
Gambar 2.4	Bagian-bagian Surface Condensor	11
Gambar 2.5	Zona Kondensasi	12
Gambar 2.6	Siklus PLTU	13
Gambar 2.7	Control Volume pada Kondensor	14
Gambar 2.8	Konservasi Energi pada Volume Atur	17
Gambar 2.9	Temperatur distribusi <i>parallel flow</i> pada (a) <i>surface area</i> . (b) area yang memiliki jarak ...	23
Gambar 2.10	Temperatur distribusi <i>counter flow</i> pada (a) <i>surface area</i> (b) area yang memiliki jarak	24
Gambar 2.11	Aliran Fluida melintasi (a) <i>Aligned Tube</i> dan (b) <i>Staggered Tube</i>	26
Gambar 2.12	Susunan Tube (a) <i>Aligned</i> (b) <i>Stageered</i>	28
Gambar 2.13	Film Condensation in Radial System	30
Gambar 2.14	Distribusi Temperatur Dinding Pipa.....	33
Gambar 3.1	Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir.....	38
Gambar 3.2	Flow Chart Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	40
Gambar 3.3	Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona	41
Gambar 3.4	Flow Chart Perpindahan Panas pada Tube	43
Gambar 3.5	Flow Chart laju perpindahan panas pada zona <i>desuperheating</i> dan <i>subcooling</i>	45
Gambar 3.6	Flow Chart laju perpindahan panas pada zona <i>Condensing</i>	48
Gambar 3.7	Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> Total dan Efektivitas.....	50
Gambar 4.1	Distribusi Temperatur.....	55
Gambar 4.2	Faktor koreksi cross flow	57
Gambar 4.3	Susunan <i>Tube Staggered</i>	60

Gambar 4.4	Standar ASTM B338 <i>Titanium Alloy tubes for condensor and heat exchangers spesification</i>	75
Gambar 4.5	Grafik <i>Overall Heat Transfer Coefficient Total</i> .	80
Gambar 4.6	Grafik Laju Perpindahan Panas Total.....	81
Gambar 4.7	Perpindahan panas pada permukaan tube	
	(a.) terdapat <i>non condensable gasses</i>	
	(b.) tidak terdapat <i>non condensable gasses</i>	82
Gambar 4.8	Flow diagram <i>backwash</i>	84
Gambar 4.9	Sistem <i>Ball cleaning</i>	84
Gambar 4.10	Sistem Klorin di PJB UP Gresik.....	85

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan listrik semakin hari semakin bertambah besar. Apalagi kebutuhan listrik penduduk negara Indonesia yang kurang lebih berjumlah 258 705 ribu jiwa pada tahun 2016, yang diambil dari situs bps.go.id. Hal ini pastinya akan diikuti dengan perkembangan teknologi yang semakin inovatif dan canggih. Dimana teknologi tersebut masih mengandalkan listrik sebagai sumber energi utamanya. Menurut Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT. PLN (Persero) untuk tahun 2015-2024 yang telah disahkan tanggal 12 Januari 2015 oleh Menteri ESDM, Sudirman Said, menyebutkan bahwa jumlah pelanggan pada tahun 2014 sebesar 57,3 juta akan bertambah menjadi 78,4 juta pada tahun 2024 atau bertambah rata-rata 2,2 juta per tahun. Penambahan pelanggan tersebut akan meningkatkan rasio elektrifikasi dari 84,4% pada 2014 menjadi 99,4% pada tahun 2024. Penjualan tenaga listrik diproyeksikan pada gambar dibawah ini :



Gambar 1.1 Proyeksi Penjualan Tenaga Listrik PLN Tahun 2015 dan 2024

Salah satu upaya agar kebutuhan listrik dapat terpenuhi adalah dengan mengoptimalkan produksi listrik dari unit

pembangkit yang ada di Indonesia yaitu PT. PLN (Persero). PT. PJB UP Gresik merupakan unit kerja yang dikelola oleh PT. PLN Persero yang menangani pembangkitan dan penyaluran listrik Jawa bagian timur dan Bali yang beroperasi di Kota Gresik.

Pada sistem pembangkitan, dilakukan proses pengkonversian energi menggunakan siklus *Rankine* yang terdiri dari empat komponen utama, yaitu pompa, boiler, turbine, dan kondensor. Kondensor merupakan suatu sistem pendingin yang mampu meningkatkan efisiensi unit karena berfungsi untuk mengkondensasikan steam yang berasal dari low pressure turbine menjadi air jenuh yang akan disirkulasikan kembali ke dalam sistem. Uap dari turbine mengalir di luar pipa-pipa sedangkan air pendingin mengalir di dalam pipa. Air pendingin tersebut berasal dari laut. Pada PLTU Unit IV di PJB UP Gresik menggunakan kondensor tipe surface dengan material tube yaitu aluminium brass.

Dalam operasionalnya, PLTU Unit IV sering terjadi kebocoran pada tube kondensor yg digunakan untuk menyalurkan air pendingin. Hal ini berdampak pada ketidakstabilan performa kondensor secara keseluruhan. Salah satu upaya untuk meningkatkan performa kondensor yakni dengan menggunakan material yang tahan korosi dan mempunyai laju perpindahan panas yang tinggi. Oleh karena hal tersebut, maka akan diadakan penelitian untuk membandingkan performa kondensor PLTU Unit IV yang menggunakan aluminium brass dengan material titanium. Pemilihan titanium dikarenakan sifatnya yang tahan korosi dan mempunyai konduktivitas termal yang cukup baik.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang, diambil beberapa rumusan masalah tentang pengaruh perbedaan material tube kondensor, antara material dari *design spesification* yaitu aluminium brass dengan material titanium yang tahan korosi dan memiliki konduktivitas termal yang baik. Laju perpindahan panas dari kedua material tube akan dibandingkan dengan nilai tekanan vakum, temperatur steam dan cooling air yang sama. Perhitungan

dilakukan dengan menggunakan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan *Number of Transfer Unit* (NTU).

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian dari tugas akhir ini yaitu :

1. Mengetahui performa kondensor Unit IV PLTU PT. PJB UP Gresik, diantaranya :
 - Mengetahui laju perpindahan panas
 - Mengetahui efektivitas
2. Mengetahui nilai laju perpindahan panas dan effectiveness kondensor dengan dua material yang berbeda.
3. Mengetahui kelebihan dan kekurangan tube kondensor yang terbuat dari aluminium brass dan titanium.

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian tugas akhir ini yaitu :

1. Perusahaan dapat menganalisis unjuk kerja dari sistem operasional kondensor.
2. Sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya yang berkaitan dengan perpindahan panas pada kondensor di PT. PJB UP Gresik.
3. Mengetahui pengaruh perbedaan material tube kondensor terhadap perpindahan panas dan effectiveness.

1.5 Batasan Masalah

Agar pembahasan tidak terlalu meluas, perlu diberikan batasan permasalahan sebagai berikut :

1. Analisis dilakukan berdasarkan data operasi PT PJB UP Gresik pada PLTU Unit IV.
2. Kondisi aliran di dalam dan di luar tube *steady state* dan *steady flow*.
3. Aliran di dalam tube *fully developed*.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Perpindahan panas terjadi secara konveksi dan konduksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi.

6. Hanya menganalisis perpindahan panas dari steam exhaust turbine, sementara kalor dari komponen lain yang terdapat pada kondensor diabaikan.
7. Luasan zona desuperheating, condensing, dan subcooling diasumsikan sebesar 1%, 98,5%, dan 0,05% berturut-turut dari luasan permukaan tube.
8. Head losses di dalam dan di luar *tube* diabaikan.

1.6 Sistematika Penulisan

Laporan tugas akhir ini disusun berdasarkan sistematika penulisan yang bersifat umum adalah sebagai berikut :

BAB I : Pendahuluan

Pada bab ini akan dibahas tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, sistematika penulisan.

BAB II : Dasar Teori

Pada bab ini membahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan pembahasan kondensor beserta perumusannya. Dalam dasar teori berasal dari sumber atau pun literatur yang digunakan selama perhitungan perpindahan panas.

BAB III : Metodologi

Pada bab ini akan dibahas mengenai metode penulisan tugas akhir. Metode ini dapat berupa cara mencari data hingga flow chart perhitungan.

BAB IV : Analisis dan Perhitungan

Pada bab ini akan diulas mengenai cara-cara perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor dari data aktual.

BAB V : Kesimpulan

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas pada kondensor berdasarkan hasil ulasan pada bab IV. Setelah itu akan berisi saran dan penutup dari tugas akhir ini.

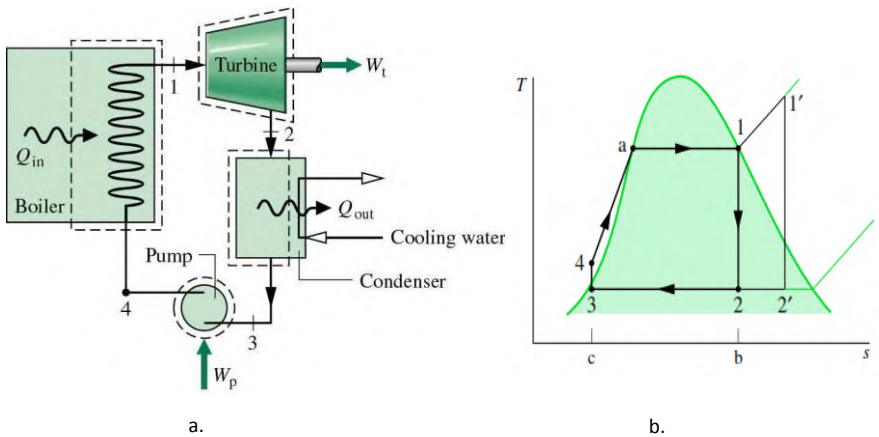
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II DASAR TEORI

2.1. Tinjauan Pustaka

2.1.1 Gambaran Umum PLTU

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) adalah pembangkit tenaga listrik yang dihasilkan dari daya yang dibangkitkan oleh Sistem Turbin Uap. PLTU memiliki 4 komponen utama yaitu boiler berfungsi memanaskan air sampai menjadi uap, turbin yang mengkonversikan energi uap panas menjadi energi mekanik untuk memutar generator, kondensor berfungsi mengkondensasi uap agar menjadi cair kembali, dan pompa berfungsi menaikkan tekanan. Hubungan antara 4 komponen di atas dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 2.1 (a) Siklus PLTU Sederhana. (b) Diagram T-s (reference 5, page 327 and 330)

Proses pembakaran PLTU terjadi pada ruang bakar boiler. Uap yang dihasilkan dari proses pembakaran di boiler tersebut digunakan untuk memutar turbin uap yang seporos dengan generator. Uap tersebut digunakan untuk mengekspansi sudu-sudu turbin yang selanjutnya digunakan media pendingin air laut di

dalam kondensor untuk dikondensasikan. Setelah itu uap tersebut dipompakan ke dalam boiler untuk dipanaskan kembali agar menjadi uap yang bertekanan. Karena turbin uap dikopel dengan generator, maka rotor generator juga ikut berputar, dan setelah dimasukkan arus penguat medan magnet pada rotor generator maka generator akan membangkitkan energi listrik yang disalurkan melalui trafo utama. Setelah melalui tahapan tertentu (sinkronisasi dan pembebanan), energi listrik tersebut dapat didistribusikan ke konsumen –konsumen.

2.1.2 Pengertian Kondensor

Kondensor merupakan heat exchanger yang berfungsi untuk mengkondensasikan fluida kerja. Menurut konstruksinya Di dalam kondensor terdapat pipa-pipa yang disusun sedemikian rupa dan dialiri air laut sebagai pendingin serta ruangan hampa sebagai proses lajunya uap jenuh dari turbin. Karena uap jenuh bersinggungan dengan pipa-pipa dingin yang berisi air laut maka akan terjadi proses kondensasi sehingga hasil dari kondensasi tersebut dinamakan air kondensasi.

Kondensor juga digunakan untuk menciptakan tekanan yang rendah pada *exhaust turbine*. Dengan tekanan yang rendah, maka uap jenuh dari *exhaust turbine* akan bergerak dengan mudah menuju kondensor. Laju perpindahan panas pada kondensor merupakan kalor lepas pada sebuah siklus rankine.

2.1.3 Klasifikasi Jenis Kondensor

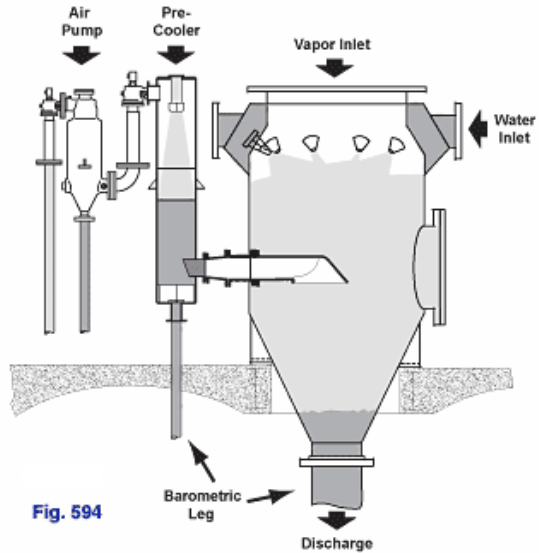
Menurut jenisnya, kondensor dibagi menjadi dua, yaitu:

1. Direct Contact Condensor

Kondensor jenis ini digunakan dalam hal-hal yang khusus, misalnya bila menggunakan cooling tower kering dalam instalasi daya *gheothermal* dan digunakan pada instalasi pembangkit daya yang digunakan menggunakan beda suhu air samudera (OTEC). Kondensor kontak langsung modern adalah jenis semprot dan yang lebih awal adalah jenis barometric atau jenis jet.

a. *Spray Condensor*

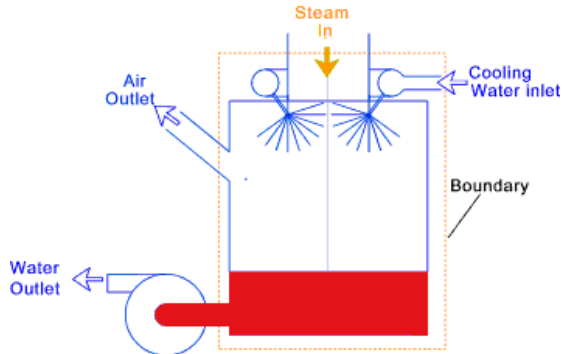
Sesuai dengan namanya, kondensor ini mengkondensasi uap dengan mencampurnya langsung dengan uap air pendingin. Cara kerja kondensor semprot ini adalah dengan menyemprotkan uap.



Gambar 2.2 *Spray Condensor*
(*Barometric Condensers, Bulletin 5-AA Literature: Schutte & Koerting*)

b. *Barometric and Jet Surface Condensor*

Kondensor jenis ini prinsipnya sama dengan kondensor semprot. Hanya saja kondensor ini tidak menggunakan pompa. Vakum di dalam kondensor ini didapat oleh tinggi tekan statik dalam kondensor barometrik, atau oleh diffuser seperti pada jenis kondensor jet.



Gambar 2.3 Jet Surface Condensator

(http://www.roymech.co.uk/Related/Thermos/Thermos_Condensators.html)

2. Surface Condenser

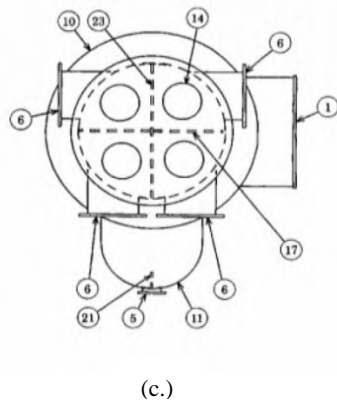
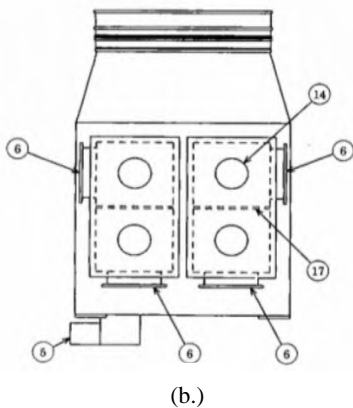
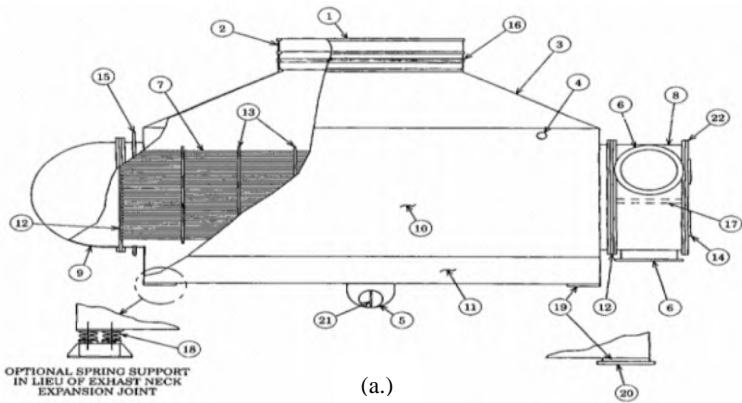
Surface condenser merupakan jenis kondensator yang digunakan dalam pembahasan tugas akhir ini. Jenis kondensator ini merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube* dimana mekanisme perpindahan panas utamanya adalah kondensasi saturasi uap pada sisi *shell* dan pemanasan secara konveksi paksa dari air yang bersirkulasi di dalam tube. Prinsip kerja *surface condenser* adalah *steam* masuk ke dalam *shell* kondensator melalui *steam inlet connection* pada bagian atas kondensator. *Steam* kemudian bersinggungan dengan *tube* kondensator yang bertemperatur rendah sehingga temperatur *steam* turun dan terkondensasi, menghasilkan kondensat yang terkumpul pada *hotwell*.

Temperatur rendah pada *tube* dijaga dengan cara mensirkulasikan air yang menyerap kalor dari *steam* pada proses kondensasi. Kalor yang dimaksud disini disebut kalor laten penguapan dan terkadang disebut juga kalor kondensasi (*heat of condensation*) dalam lingkup bahasan kondensator. Kondensat yang terkumpul di *hotwell* kemudian dipindahkan dari kondensator dengan menggunakan pompa kondensat ke *exhaust* kondensat.

Ketika meninggalkan kondensator, hampir keseluruhan *steam* telah terkondensasi kecuali bagian yang jenuh dari udara yang ada di dalam sistem. Udara yang ada di dalam sistem secara

umum timbul akibat adanya kebocoran pada perpipaan, *shaft seal*, katup-katup, dan sebagainya. Udara ini masuk ke dalam kondensor bersama dengan *steam*. Udara dijenuhkan oleh uap air, kemudian melewati *air cooling section* dimana campuran antara uap dan udara didinginkan, untuk selanjutnya dibuang dari kondensor dengan menggunakan *air ejectors* yang berfungsi untuk mempertahankan tekanan vakum di kondensor.

Untuk menghilangkan udara yang terlarut dalam kondensat akibat adanya udara di kondensor, dilakukan *deaeration*. *Deaeration* dilakukan di kondensor dengan memanaskan kondensat dengan *steam* agar udara yang terlarut pada kondensat akan menguap.

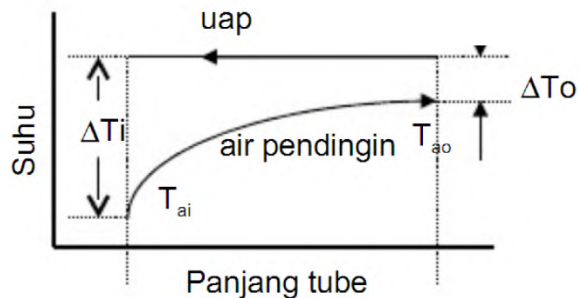


Gambar 2.4 Bagian-bagian Surface Condensor (a) Tampak depan (b) Proyeksi samping kiri (c.) Proyeksi samping kanan (Rendal Operation PLTU PT. PJB UP. Gresik)

Keterangan gambar:

- | | |
|---|---|
| 1. <i>Steam inlet connection</i> | 12. <i>Tube sheets</i> |
| 2. <i>Extension neck</i> | 13. <i>Tube support plates</i> |
| 3. <i>Transition piece</i> | 14. <i>Access or inspection opening</i> |
| 4. <i>Vent outlet connection</i> | 15. <i>Shell expansion joint</i> |
| 5. <i>Condensate outlet Connection</i> | 16. <i>Exhaust neck expansion joint</i> |
| 6. <i>Circulating water inlet or outlet</i> | 17. <i>Water box pass partition</i> |
| 7. <i>Tubes</i> | 18. <i>Spring support</i> |
| 8. <i>Inlet-outlet water box</i> | 19. <i>Support feet</i> |
| 9. <i>Return water box</i> | 20. <i>Sole plates</i> |
| 10. <i>Shell</i> | 21. <i>Anti-vortex baffle</i> |
| 11. <i>Hotwell</i> | 22. <i>Water box cover plate</i> |
| | 23. <i>Water box division plate</i> |

2.1.4 Zona Kondensasi

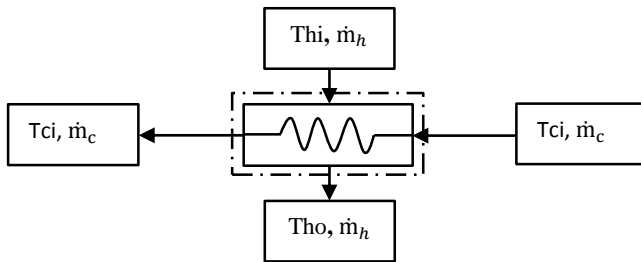


Gambar 2.5 Zona Kondensasi

Proses kondensasi berlangsung jika uap jenuh bersinggungan dengan permukaan yang suhunya lebih rendah. Pada kondensor, *steam* yang masuk ke dalam kondensor setelah keluar dari *low pressure turbine* telah berupa uap jenuh. Di dalam kondensor, *steam* dikondensasikan hingga keadaannya saturated liquid. Zat cair hasil kondensasi akan mengumpul pada

turbine) dan keluar pada sisi outlet steam kondensor berupa cair. Pada bagian *inlet sea water* mengalir fluida berupa air yang mengalir di dalam tube dan keluar pada sisi *outlet sea water* berupa cair yang bertemperatur lebih tinggi dari sisi *inlet sea water*. Maka didapatkan kesetimbangan energi yang terjadi pada kondensor.

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{hot}} &= Q_{\text{cold}} \\
 \dot{m}_h \times h_{fg} &= \dot{m}_c \times C_p \times \Delta T \\
 \dot{m}_h \times (h_g - h_f) &= \dot{m}_c \times C_p \times (T_{c_o} - T_{c_i}) \dots \dots \dots (2.1)
 \end{aligned}$$



Gambar 2.7 Control Volume pada Kondensor

2.2.1 Hukum Kekekalan Massa

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

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

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.2)$$

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 hukum kekekalan massa

$\frac{dm}{dt}$ dimana = 0 maka persamaannya menjadi:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (2.3)$$

merupakan sisi masuk dan *out* merupakan sisi keluar. Dari Persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m} \dots\dots\dots (2.4)$$

(Reference 2, page 740)

Mass flow rate (\dot{m}) yang masuk dan keluar pada suatu *control volume* dapat menghasilkan *properties* di daerah tertentu dengan memperhatikan banyaknya fluida yang mengalir dengan kecepatan relatif (V_n) sepanjang luasan area (dA) pada interval waktu tertentu. Apabila dikalikan dengan density (ρ) maka akan memberikan hasil berupa sejumlah massa melewati luasan tertentu (Δt).

$$\dot{m}\Delta t = \rho (V_n \Delta t) dA \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan :

\dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

Δt = perubahan waktu (s)

ρ = massa jenis aliran (kg/m³)

V_n = kecepatan relatif aliran (m/s)

dA = luasan (m²)

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

$$mdA \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta m}{\Delta t} \right) = \rho V_n dA \dots\dots\dots (2.6)$$

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

2.2.2 Energi Balance

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

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

Keterangan :

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

Q = kalor yang dipindahkan terhadap suatu sistem

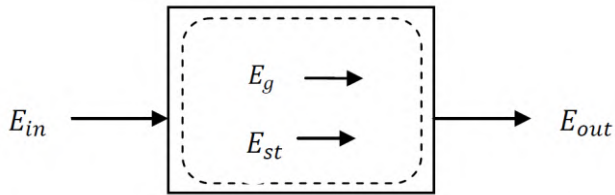
W = kerja yang dikenakan oleh sistem

Apabila persamaan di atas menjadi energi persatuan waktu, maka akan menjadi :

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

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

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



Gambar 2.8 Konservasi Energi pada Volume Atur

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

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

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

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

Karena kerja selalu dilakukan oleh suatu volume atur, maka \dot{W} dapat dipisahkan menjadi dua, yaitu kerja yang berhubungan dengan tekanan fluida, sedangkan yang kedua dinyatakan dalam \dot{W}_{cv} termasuk semua pengaruh kerja lainnya. Sementara laju perpindahan energi melalui kerja dapat dinyatakan sebagai perkalian antara gaya dengan kecepatan titik dimana gaya tersebut bekerja. Dengan demikian, maka laju dimana kerja

dilakukan pada sisi keluar oleh gaya normal yang disebabkan oleh tekanan adalah perkalian antara gaya normal tersebut pA dengan kecepatan aliran fluida V .

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

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

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

Penjumlahan dari energi dalam dan pv per satuan massa dapat diganti oleh enthalpy per satuan massa

$$h = u_t + pv \dots\dots\dots (2.13)$$

Keterangan :

u_t = energi dalam (kJ/kg)

p = tekanan (N/m²)

v = volume spesifik (m³/kg)

V = kecepatan (m/s)

G = percepatan gravitasi (m/s²)

z = ketinggian (m)

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

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

h = enthalpy (kJ/kg)

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

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

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

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

Ketrangan :

\dot{Q} = Kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)

\dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)

C_p = Spesifik Heat (kJ/kg.K)

T_{out} = Temeperatur keluar (K)

T_{in} = Temperatur masuk (K)

2.3 Perpindahan Panas

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

2.3.1 Perpindahan Panas Konduksi

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

Untuk menghitung laju perpindahan panas secara konduksi satu dimensi pada dinding datar, dikenal dengan hukum *Fourier* yaitu :

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

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(m²)

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

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

(Reference 3, page 4)

2.3.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi antara permukaan zat dengan fluida yang bergerak dimana antara keduanya terdapat perbedaan temperatur. Perpindahan panas konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Selain itu konveksi dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida disebabkan oleh faktor eksternal seperti: pompa, *fan/blower*, maka disebut konveksi paksa. Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida, maka disebut konveksi bebas atau alami.

Untuk menghitung laju perpindahan panas konveksi dapat menggunakan sebuah persamaan yang dikenal dengan *Newton's law of Cooling* yaitu :

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots (2.17)$$

Keterangan :

Q = Laju Perpindahan Panas (Watt)

h = Koefisien Konveksi (konduktansi film) (W/m³K)

A = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas(m²)

T_s = Temperatur Permukaan Padat (K)

T_∞ = Temperatur Rata-Rata Fluida (K)

(Reference 3, page 6)

2.3.3 Perpindahan Panas Radiasi

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

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

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

Q fluks yang dipancarkan oleh permukaan yang sebenarnya kurang dari T_s pada temperatur yang sama dengan persamaan :

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

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

Keterangan :

ε = Emisifitas

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

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

T_s = Temperatur Permukaan (K)

(Reference 3, page 8)

2.4 Analisis Perpindahan Panas

2.4.1 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD)

Metode LMTD adalah metode untuk mengetahui laju perpindahan panas dengan asumsi perpindahan panas antara

pesawat dan lingkungannya diabaikan. Laju perpindahan panasnya adalah :

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

(Reference 3, page 711)

- q = laju perpindahan panas (W)
- U = *overall heat transfer coefficient* (W/m²K)
- A = luasan bidang (m²)
- ΔT_{LM} = perbedaan temperatur rata-rata (K)

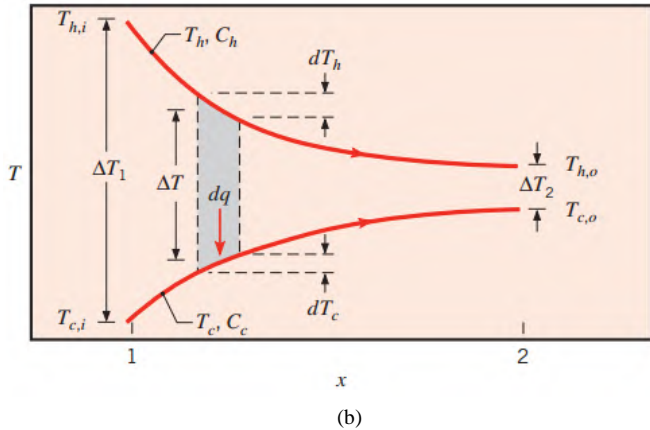
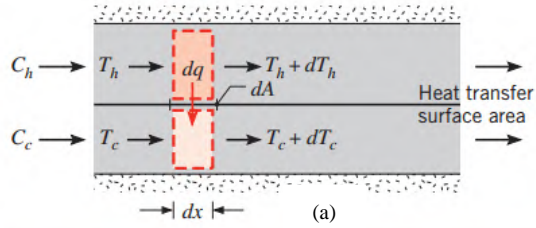
Dimana :

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

(Reference 3, page 714)

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

- a. Tipe Aliran Paralel
 - Distribusi temperatur yang terjadi pada *heat exchanger* aliran parallel adalah sebagai berikut :



Gambar 2.9 Temperatur distribusi *parallel flow* pada (a) *surface area*. (b) area yang memiliki jarak
(Reference 3, page 712)

Dari gambar di atas, dapat kita lihat bahwa untuk aliran parallel :

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

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

Keterangan:

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

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

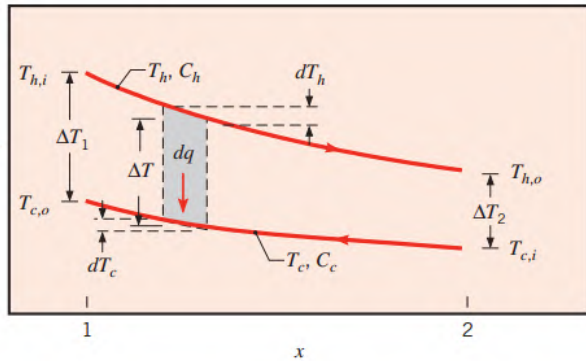
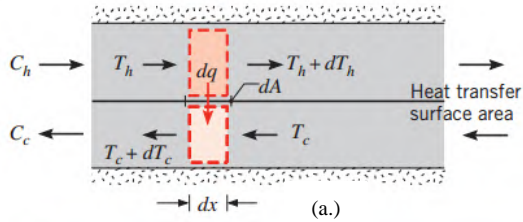
$T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin (K)

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

(Reference 3, page 712)

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

Dalam *counter flow*, hanya berbeda pada ΔT_1 dan ΔT_2 yang disebabkan arah aliran yang berbeda. Perbedaan ini disebabkan oleh aliran yang berlawanan.



(b)

Gambar 2.10 Temperatur distribusi *counter flow* pada (a) *surface area* (b) area yang memiliki jarak.
(Reference 3, page 714)

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

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

(Reference 3, page 712)

c. Tipe Aliran Multipass dan Aliran Silang

Tipe *heat exchanger* ini sangat kompleks sehingga memerlukan faktor koreksi agar mampu mendapatkan keakuratan hasil perhitungan. Oleh karena itu digunakan

faktor koreksi pada log mean temperature difference (LMTD), yaitu:

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

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

2.4.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Pipa

a. Aliran Laminar

Aliran ini terjadi apabila nilai $Re_D < 2300$. Paada saat aliran internal *circular tube* dengan karakteristik *uniform surface het flux dan laminar fully develop condition, nusselt number* nya konstan dan tidak bergantung pada Re_D , Pr , dan *axial location*.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \text{ (q'' konstan) } \dots\dots\dots (2.34)$$

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

(Reference 3, page 538-539)

b. Aliran Turbulen

Aliran ini terjadi apabila nilai $Re_D > 2300$. Untuk menghitung *nusselt number* nya dapat menggunakan persamaan *Dittus-Boilte*r. Dengan adanya perbedaan temperatur T_s dan T_m menjadikan salah satu faktor proses *heating* atau *cooling*.

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n \dots\dots\dots (2.36)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

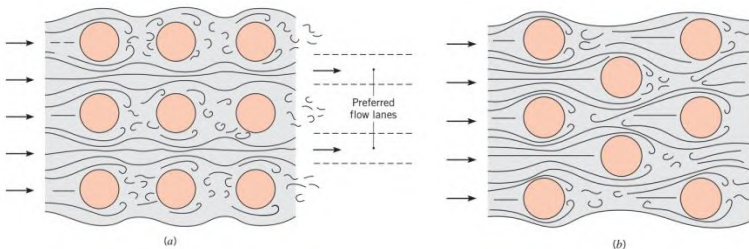
Dimana $n = 0,4$ untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dan $n = 0,3$ untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$).

(Reference 3, page 544)

2.4.3 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

a. **Zona *Desuperheating* dan *Subcool***

Steam masuk ke dalam kondensor masih dalam keadaan uap. Pada keadaan ini di dalam kondensor disebut zona *desuperheat*. Setelah itu steam akan terkondensasi menjadi cair yang disebut zona *condensing*. Setelah melewati zona *condensing*, steam yang terkondensasi melewati zona cair sempurna atau zona *subcool*. Pada perpindahan panas di shell susunan *tube* sangat berpengaruh pada 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 berliku-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2.11 Aliran Fluida melintasi (a) *Aligned Tube* dan (b) *Staggered Tube*

(Reference 3, page 470)

Jenis aliran dapat diketahui dengan mengetahui Re_D

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{max} \times d}{\mu} \dots\dots\dots (2.20)$$

Keterangan :

Re_D = Reynold Number

ρ = massa jenis aliran (kg/m³)

V_{max} = kecepatan maksimum aliran (m/s)

d = diameter luar pipa (m)

μ = viskositas absolut (Ns/m²)

Dimana V_{max} terjadi di A1 dapat dicari dengan cara :

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

Jika V_{max} terjadi di A2 :

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

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

$2(S_D - D) < (S_T - D)$, jika tidak memenuhi dianggap berada di

wilayah A2. Sedangkan untuk mencari kecepatan (V) dengan rumus sebagai berikut:

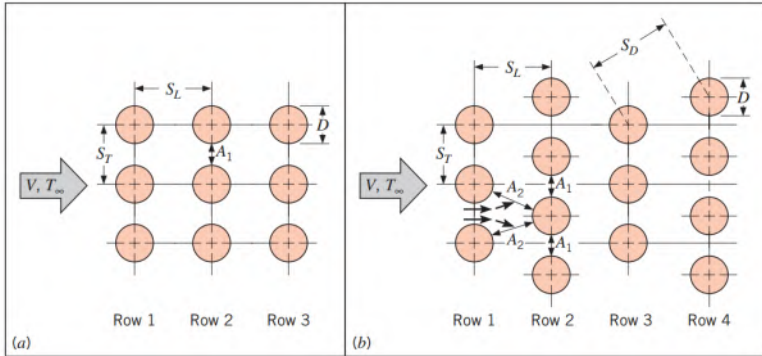
$$\dot{m} = \rho \times V \times A$$

$$\dot{m} = \rho \times V \times (N_T S_T L)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho (N_T S_T L)} \dots\dots\dots (2.23)$$

(Reference 1, page 392)

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



Gambar 2.12 Susunan Tube (a) Aligned (b) Staggered
(Reference 3, page 469)

Setelah menemukan harga Re_D maka dapat diketahui *prandtl number*, sehingga mampu menghitung *nusselt number*.

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

Keterangan :

Nu_D = *nusselt number*

P_r = *prandtl number*

P_{rs} = *prandtl number pada bagian surface*

Dengan syarat
$$\left[\begin{array}{c} N_L > 20 \\ 0,7 < P_r < 500 \\ 1000 < Re_{D \max} < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Atau
$$Nu_D = 1,33 C_1 Re_{D \max}^m P_r^{1/3} \dots\dots\dots (2.25)$$

(Reference 3, page 469)

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

Tabel 2.1 *Constants for the tube bank in cross flow* (Reference 3, page 470)

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

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

Setelah itu dapat dihitung nilai koefisien konveksi perpindahan panasnya yaitu :

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

Keterangan:

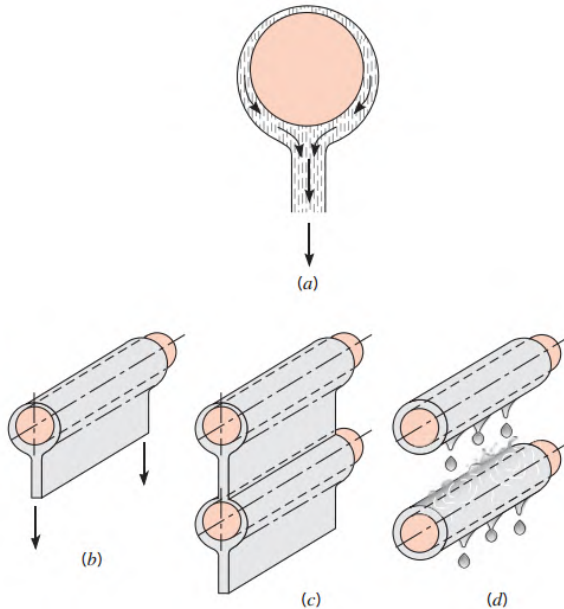
h_o = koefisien konveksi (W/m²K)

k = konduktivitas thermal (W/mK)

D = diameter pipa (m)

2.4.4 Koefisien Perpindahan Panas Zona Kondensasi

Zona condensing merupakan daerah yang terdapat di dalam kondensor, daerah ini merupakan tempat terjadinya perubahan fase dari uap jenuh ke cair jenuh. Perpindahan panas pada daerah condensing dapat dianalisis berdasarkan lapisan kondensasi pada sistem radial pada horizontal *tube*.



Gambar 2.13 Film Condensation pada (a) *sphere tube* (b) *single horizontal tube* (c) *vertical tube continuous sheet* (d) *vertical tube with dripping condensate* (Reference 3, page 684)

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

a. Dropwise Condensation

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

b. Film Condensation

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

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

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

Koefisien perpindahan panas kondensasi film di luar pipa horizontal, dihitung dengan persamaan:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_D D}{k_l} = C \left(\frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.27)$$

(Reference 3, page 684)

Keterangan :

\overline{Nu}_D = nusselt number rata-rata

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

ρ_l = massa jenis air kondensat pada temperatur 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_l = konduktivitas thermal air kondensat pada temperatur film (W/m^2K)

μ_l = viskositas absolute air kondensat pada temperatur film (Ns/m^2)

T_{sat} = temperatur saturasi (K)

T_s = temperatur surface (K)

Dengan $C=0,826$ untuk *sphere* dan $0,729$ untuk *tube*.

Penggunaan persamaan ini, semua properties liquid didapatkan

dari temperatur film $T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$, sedangkan massa jenis untuk vapor ρv dan kalor laten dari penguapan h_{fg} didapatkan dari T_{sat} .

Untuk *tube* yang disusun bertingkat secara horizontal tanpa fin dengan banyak *tube* adalah N, maka koefisien rata-ratanya adalah

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

(Reference 3, page 686)

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

Sedangkan untuk harga h'_{fg} dapat dicari dengan menggunakan *Jacob number*, yaitu :

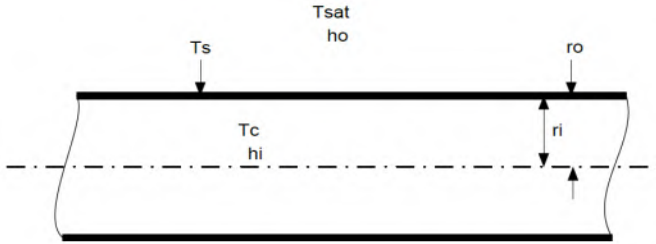
$$\text{Jacob number (Ja)} = \frac{c_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \dots\dots\dots (2.29)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68 \text{ Ja}) \dots\dots\dots (2.30)$$

(Reference 3, page 678)

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

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



Gambar 2.14 Distribusi Temperatur Dinding Pipa

Beda temperatur yang bersilangan pada dinding pipa T_c sampai T_s diabaikan dan dianggap temperatur seluruh pipa sebagai temperatur luar dinding pipa T_{sat} .

$$q'' = \frac{\Delta t}{\Sigma R} = \frac{T_{sat} - T_c}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_c}{R_i} \dots\dots\dots (2.31)$$

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

Temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan :

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

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

Keterangan:

- T_s = Temperatur dinding pipa (K)
- T_{sat} = Temperatur Uap Buang Turbin (K)
- T_c = Temperatur Air Pendingin (K)
- h_o = Koefisien Film Kondensasi (W/m²K)
- h_i = Koefisien Konveksi Paksa Aliran Dalam Pipa (W/m²K)

2.4.5 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal 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 tubular tanpa fin, *overall heat transfer* dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Persamaan umum untuk menghitung *overall heat transfer coefficient* adalah

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

Dalam permasalahan yang lebih kompleks, tahanan thermal melibatkan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder, dan tahanan konveksi aliran di luar silinder, sehingga dapat ditulis dengan persamaan berikut :

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

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

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

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

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

Keterangan:

- U = *overall heat transfer coefficient* (W/mk)
- h_o = koefisien konveksi di luar *tube* (W/m²K)
- h_i = koefisien konveksi di dalam *tube* (W/m²K)
- r_o = jari-jari luar *tube* (m)
- r_i = jari-jari dalam *tube* (m)
- k = konduktivitas thermal (W/mk)

$R_{f,o}'' = \text{fouling factor di luar tube (m}^2\text{K/W)}$

$R_{f,i}'' = \text{fouling factor di dalam tube (m}^2\text{K/W)}$

(Reference 3, page 708)

2.5 Effectiveness dengan Metode NTU (*Number of Transfer Unit*)

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

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

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

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

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

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \dots\dots\dots (2.52)$$

Keterangan:

$C_c = \text{heat capacity rate fluida dingin (W/K)}$

$C_h = \text{heat capacity rate fluida panas (W/K)}$

$\dot{m}_c = \text{laju aliran massa fluida dingin (kg/s)}$

$\dot{m}_h = \text{laju aliran massa fluida panas (kg/s)}$

$c_{pc} = \text{k calor spesifik fluida dingin (J/kgK)}$

$c_{ph} = \text{k calor spesifik fluida panas (J/kgK)}$

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

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (2.53)$$

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

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

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

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

(Reference 3, page 723)

BAB III METODOLOGI

Untuk dapat menganalisis laju perpindahan panas dan efektivitas pada pengaruh penggantian material tube pada kondensor, maka digunakan metode LMTD untuk menghitung *Overall Heat Transfer Coefficient* dan laju perpindahan panas serta metode NTU untuk menghitung efektivitas.

3.1 Studi Literatur

Tahapan studi literatur bertujuan untuk mempelajari pengaruh perbedaan material tube kondensor yang meliputi berbagai aspek. Dengan studi literatur, maka dapat dicari kemungkinan perbedaan hasil perhitungan performa dan pengaruh design ulang penggantian material tube pada ketahanan umur material yang dapat menekan biaya produksi. Studi literatur dilakukan di perpustakaan, *control room*, diskusi dengan mentor di PT. PJB UP Gresik, dosen pembimbing, serta pihak lapangan. Untuk menambah referensi, jurnal, diktat dan media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

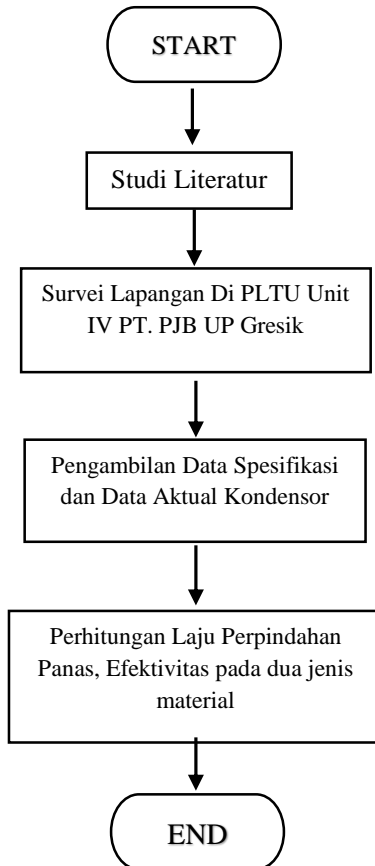
3.2 Pengambilan Data dan Survei Lapangan

Dalam perhitungan efektifitas, laju perpindahan panas, efisiensi unit, dan lain-lain, dibutuhkan data-data tertentu baik secara teoritis maupun aktual, sehingga hasil perhitungan dapat sesuai dan akurat. Data yang diambil adalah data spesifikasi kondensor, desain kondensor, data *properties* aktual dari lokal dan *control room*, serta bagian perencanaan dan pengendalian (RENDAL) operasional. Wawancara dan diskusi dengan para mentor dan pihak-pihak yang mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan juga sangat dibutuhkan untuk menunjang pengambilan data.

Sedangkan beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah-langkah perhitungan yang diambil dari *textbook "Fundamental Engineering of Thermodynamics"*, Michel J. Moran dan Howard N. Saphiro, "*Introduction to heat transfer 6th edition dan fundamentals of heat and mass transfer 7th*

edition”, Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. serta sumber-sumber lainnya.

3.3 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir



Gambar 3.1 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir

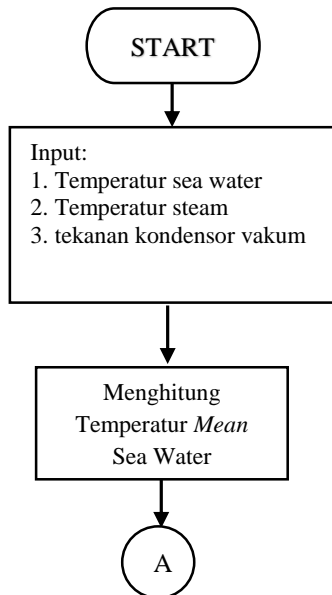
3.4 Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

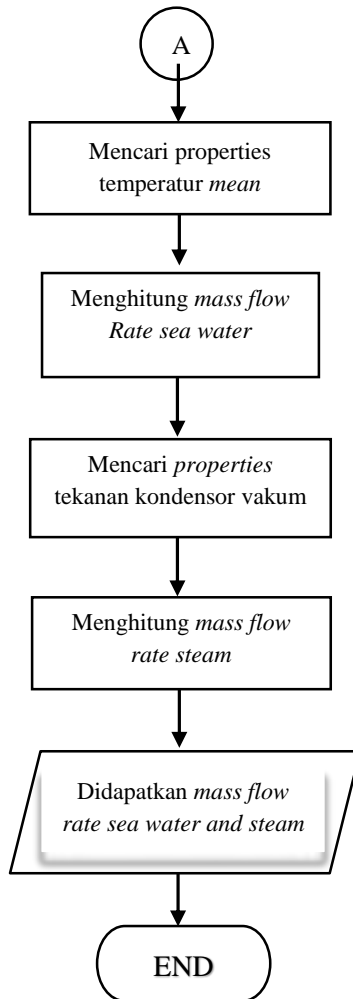
Pada sisi tube, input data yang diperlukan adalah temperatur air laut yang masuk, keluar kondensor dan kapasitas aliran air laut serta tekanan pada kondensor. Temperatur air laut yang berubah-ubah tergantung dengan keadaan alam, membuat keadaan perpindahan panas kondensor sangat berfluktuasi. Oleh karena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

Nilai dari temperatur air laut ini didapatkan dari data aktual temperatur masuk dan keluar kondensor pada bulan Februari 2016. Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan, langkah selanjutnya adalah mencari data *properties* untuk aliran di dalam tube.

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

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





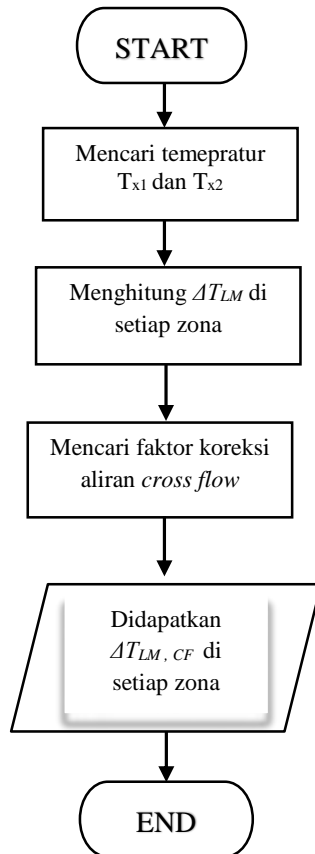
Gambar 3.2 Flow Chart Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

3.5 Analisis Perpindahan Panas

3.5.1 ΔT_{LM} di setiap zona

Mencari temperatur di setiap zona kondensor, kemudian mencari ΔT_{LM} di setiap zona dengan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*). Setelah itu mencari faktor koreksi (F) untuk aliran *cross flow*.

3.5.1.1 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona



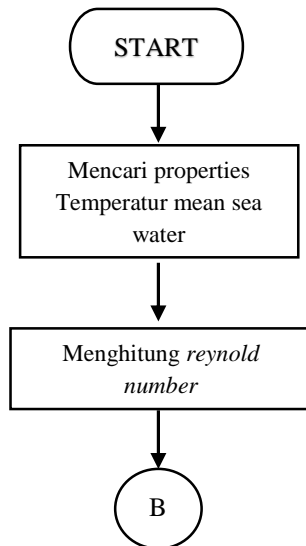
Gambar 3.3 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona

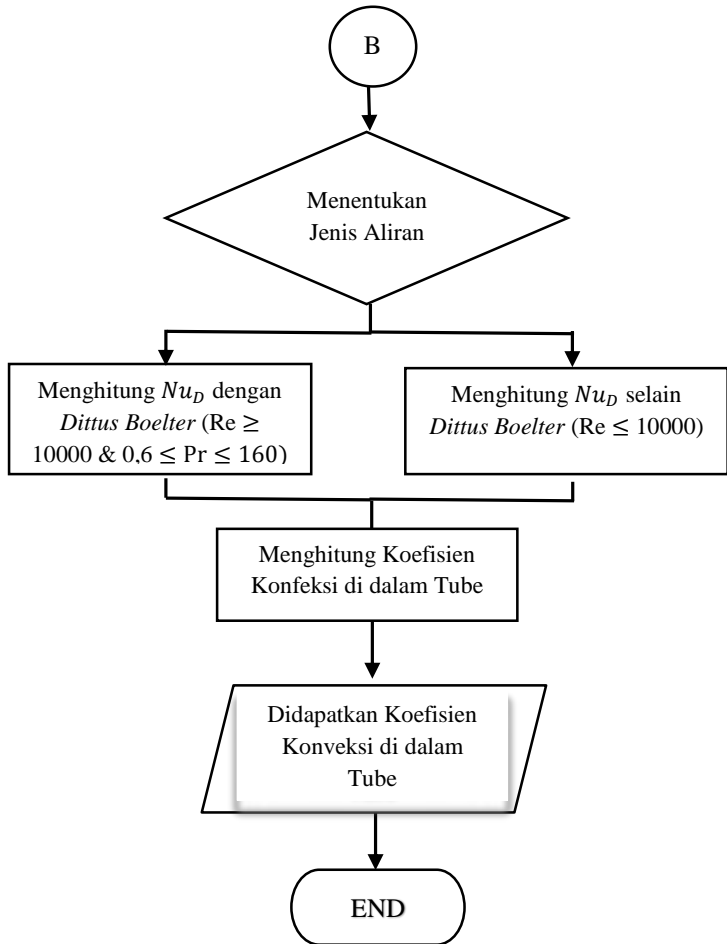
3.5.2 Perpindahan Panas Pada di Dalam Tube

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

Apabila *reynold number* sudah diketahui, maka dapat ditentukan jenis aliran yang terjadi di dalam tube. Apabila nilai *reynold number*nya kurang dari 2300, maka termasuk aliran laminar. Sedangkan apabila *reynold number*nya lebih dari 2300, maka termasuk aliran turbulen. Dan apabila *reynold 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 di dalam *tube*.

3.5.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Tube





Gambar 3.4 Flow Chart Perpindahan Panas pada Tube

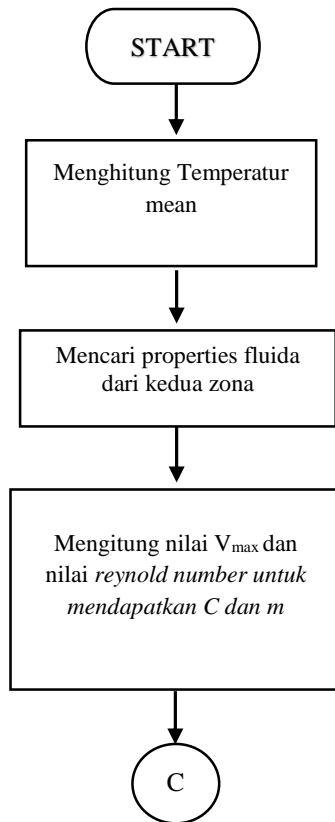
3.6 Perpindahan Panas di Luar Tube

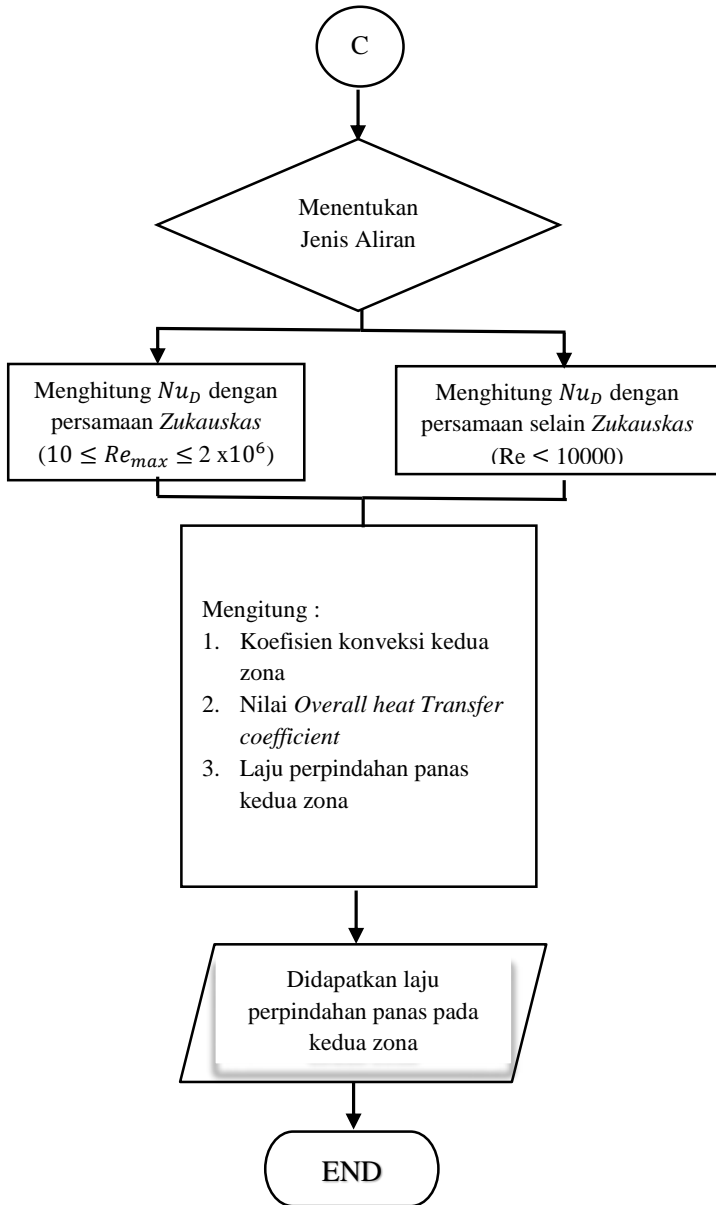
3.6.1 Zona Desuperheat dan Subcooling

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 di tabel konstanta C dan m). Dengan ini didapatkan koefisien konveksi pada kedua zona yang akan digunakan untuk mencari *overall heat transfer coefficient*. Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari luasan di kedua zona dan didapatkan laju perpindahan panas di kedua zona.

3.6.1.1 Flow chart Laju Perpindahan Panas pada Zona *Desuperheating* dan *Subcooling*





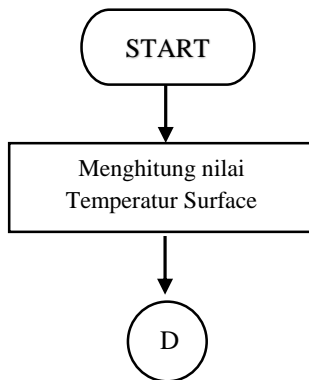
Gambar 3.5 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *desuperheating* dan *subcooling*

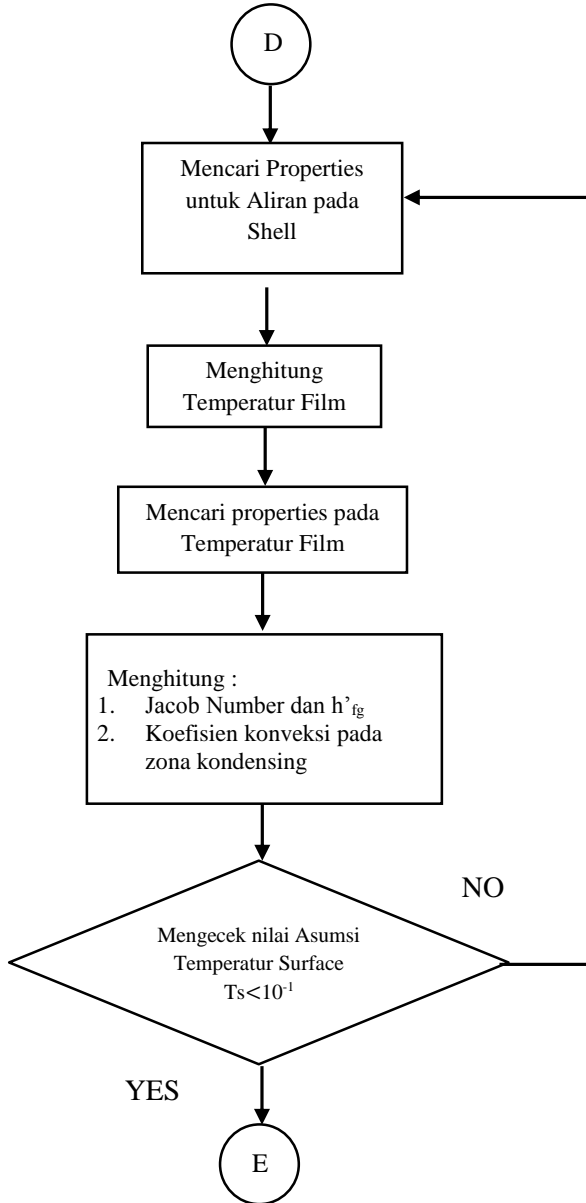
3.6.2 Zona Condensing

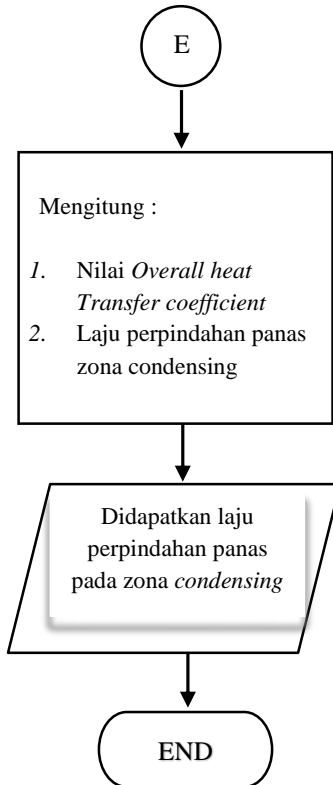
Pada zona *condensing* menggunakan korelasi *film condensing radial system*. Untuk mencari koefisien konveksi di luar tube, maka diperlukan nilai *Jacob number* dan *latent heat of vaporation*. Dalam mencari kedua hal tersebut, maka diperlukan beberapa *properties* yang didapatkan dari tekanan vakum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

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

3.6.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas pada Zone Condensing







Gambar 3.6 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *Condensing*

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

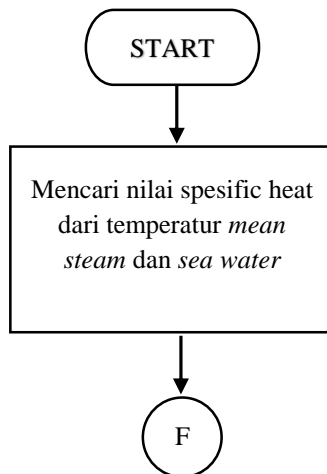
Dengan diketahuinya laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* pada setiap zona, dapat diketahui laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* total pada kondensor.

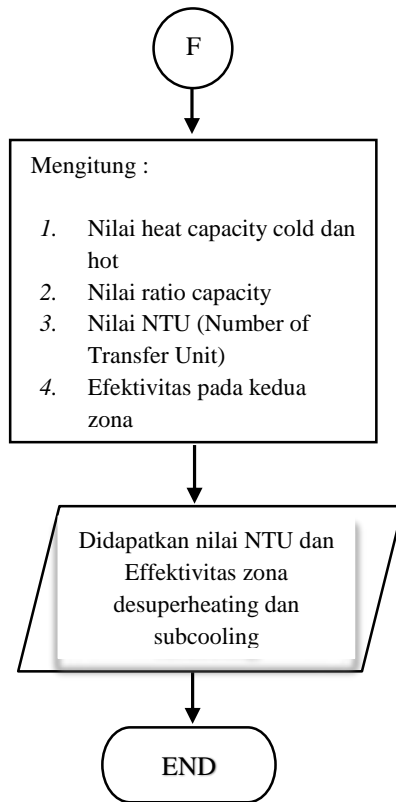
3.8 Efektivitas Kondensor

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor, terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut. Laju perpindahan panas maksimum dipengaruhi oleh *heat capacity* pada bagian *shell* dan *tube* (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 exchangernya. Kondensor PLTU Unit IV, merupakan tipe *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan satu shell dua laluan. Untuk Kondensor, nilai efektifitas yang dapat dicari hanya pada zona desuperheating dan subcooling karena memiliki nilai *specific heat*, sedangkan pada zona condensing tidak memiliki..

3.8.1 Flow Chart Perhitungan Efektivitas dengan metode NTU





Gambar 3.7 Flow Chart Effektivitas pada zona desuperheating dan subcooling

BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dijabarkan tentang perhitungan serta pembahasan laju perpindahan panas dan efektivitas pada kondensor PT. PJB UP Gresik Unit IV. Perhitungan ini nantinya akan dibandingkan dengan material tube titanium yang memiliki ketahanan korosi yang baik, meskipun menggunakan air pendingin dari air laut seperti cooling water yang digunakan pada PT. PJB UP Gresik. Data yang diambil adalah data spesifikasi dan data aktual di lapangan. Data spesifikasi diambil dari *Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area* dan *Condensor's Specification design* dari buku panduan *Equipment Maintenance Manual – Steam Turbine and Auxilary Equipment Vol II-2*, Gresik *Steam Power Plant Unit III & IV*. Dan data aktual diperoleh dari data ketika kondensor sedang beroperasi pada tanggal 2 Februari 2016 Pukul 10.00.

4.1 Data Spesifikasi dan Aktual Pada Kondensor Unit IV

Tabel 4.1 *Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area*

Design Spesification	
Type	Two Passes, Reverse flow, Divided waterbox, Horizontal, Surface type
<i>Tube</i> material	Aluminium Brass
Total Number of <i>Tube</i> (N)	15136
Number of Water Passes	Two (2)
Outside Diameter (Do)	25 mm
Thickness	1,25 mm
Effective Length (L)	8909 mm
Cooling Water Source	Sea water
Vacuum Condensor	695 mmHg (gauge)
Cooling Water	

Flow rate (Q)	21660 m ³ /h
Vilocity in tube (V)	2 m/s
Turbine Exhaust	398919 kg/h

Tabel 4.2 Data Aktual Kondensor pada tanggal 2 Februari 2016 pukul 10.00

Actual Data	
<i>Condenser Vacuum</i>	697,9422 mmHg
<i>Sea water inlet temperature (T_{c_i})</i>	34,5726 °C = 307,5726 °K
<i>Sea water outlet temperature (T_{c_o})</i>	39,6198 °C = 312,6198 °K
<i>Steam inlet temperature (T_{h_i})</i>	42,4993 °C = 315,4993 °K
<i>Steam outlet temperature (T_{h_o})</i>	41,5111 °C = 314,5111 °K
<i>Generator Load</i>	129,1548 MW

4.2 Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam

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

Diketahui dari data aktual, T_{c_i} = 307,5726 °K dan T_{c_o} = 312,6198 °K, sehingga diperoleh nilai temperatur rata-rata (T_{mean}).

$$\begin{aligned}
 T_{\text{mean}} &= \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2} \\
 &= \frac{307,5726 \text{ °K} + 312,6198 \text{ °K}}{2} \\
 &= 310,0362 \text{ °K}
 \end{aligned}$$

Dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* didapat *properties* sebagai berikut,

$$\begin{aligned}
 v_f &= 1,007014 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\
 \rho_f &= \frac{1}{v_f} \\
 &= \frac{1}{1,007014 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\
 &= 993,0349 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

$$c_{p,f} = 4,17801 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$\mu_f = 694,5366 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$$

$$k_f = 628,0434 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$$

$$\text{Pr}_f = 4,6167$$

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

Dari data spesifikasi diketahui bahwa debit air pendingin sebesar 21660 m³/h. Pada saat beroperasi tidak akan digunakan sampai batas maksimum. Maka dalam perhitungan, debit diasumsikan 75% dari debit maksimum, sehingga :

$$Q = 80\% \times 21660 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{ s}}$$

$$= 4,81333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Satu unit kondensor terdiri dari kondensor A dan B, sehingga debit air pendingin yang mengalir pada tiap kondensor adalah :

$$Q = \frac{4,81333 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}}{2}$$

$$Q = 2,40667 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}$$

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

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

$$= \rho_f \times Q$$

$$= 993,0349 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,40667 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}$$

$$= 2389,9072 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Mass flow rate sea water disetiap *tube* adalah :

$$\frac{\dot{m}_c}{N_{\text{total}}} = \frac{2389,9072 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\frac{15136}{2}} = 0,15789 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b. Dari data aktual kondensor, diketahui kondensator vacuum adalah 697,9422 mmHg yang merupakan tekanan gage, maka :

$$\begin{aligned} P_{\text{absolute}} &= P_{\text{atm}} - P_{\text{gage}} \\ &= 760 \text{ mmHg} - 697,9422 \text{ mmHg} \\ &= 62,0578 \text{ mmHg} \\ &= 0,082737 \text{ bar} \end{aligned}$$

Dengan tekanan sebesar 0,082737 bar dari tabel A-3 *Properties of Saturated Water (liquid-Vapor): Pressure table* didapatkan data sebagai berikut:

$$T_{\text{sat}} = 42,09845 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_f = 176,3365 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_g = 2578,0537 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_o = 173,8804 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dan dari tabel A-4 *Properties of superheated water vapor* didapatkan:

$$h_i = 2579,1101 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

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

$$\begin{aligned} Q_{\text{hot}} &= Q_{\text{cold}} \\ q_{\text{desup}} + q_{\text{condensing}} + q_{\text{subcooling}} &= \dot{m}_c c_c (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}}) \end{aligned}$$

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

$$\dot{m}_h (2579,1101 - 2578,0537) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \dot{m}_h (2578,0537 - 176,3365) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} +$$

$$\dot{m}_h (176,3365 - 173,8804) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2389,9072 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,17801 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times$$

$$(312,6198 - 307,5726) \text{ K}$$

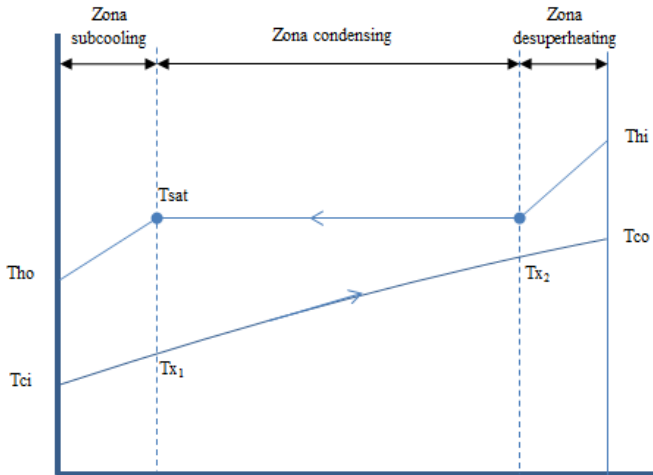
$$\dot{m}_h 2405,2297 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 50396,57556 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_h = 20,9529 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sehingga laju aliran massa steam yang masuk ke dalam kondensor adalah $20,9529 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4.3 Analisis Perpindahan Panas

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



Gambar 4.1. Distribusi Temperatur

Nilai T_{x1} :

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

$$20,9529 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (176,3365 - 173,8804) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2389,9072 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times$$

$$4,17801 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times (T_{x1} - 307,5726)\text{K}$$

$$T_{x1} = 307,5778 \text{ K}$$

Nilai T_{x2} :

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

$$20,9529 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (2579,1101 - 2578,0537) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} =$$

$$2389,9072 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,17801 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times (312,6198 - T_{x2}) \text{ K}$$

$$T_{x2} = 312,6175 \text{ K}$$

4.3.1 Metode LMTD (*Log Mean Temperature Deifference*)

a. ΔT_{LM} zona desuperheating

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

$$= \frac{(315,4993 - 312,6198)K - (315,09845 - 312,6175)K}{\ln \frac{(315,4993-312,6198)K}{(315,09845-312,6175)K}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = 2,6753 \text{ K}$$

b. ΔT_{LM} zona condensing

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

$$= \frac{(315,09845 - 312,6175)K - (315,09845 - 307,5778)K}{\ln \frac{(315,09845-312,6175)K}{(315,09845-307,5778)K}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 4,5443 \text{ K}$$

c. ΔT_{LM} zona subcooling

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

$$= \frac{(315,09845 - 307,5778)K - (314,5111 - 307,5726)K}{\ln \frac{(315,09845-307,5778)K}{(314,5111-307,5726)K}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = 7,2257 \text{ K}$$

Untuk jenis aliran *cross flow*, dibutuhkan faktor koreksi (F) yang dicari melalui grafik (*correction factor for a shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc tube passes)*). Sehingga persamaan LMTD menjadi :
 $\Delta T_{LM,CF} = \Delta T_{LM} F$

Untuk mencari F perlu mengitung R dan P :

$$R = \frac{(Th_i - Th_o)}{(Tc_o - Tc_i)} = \frac{(315,4993 - 314,5111)}{(312,6198 - 307,5726)} = 0,195792$$

$$P = \frac{(Tc_o - Tc_i)}{(Th_i - Tc_i)} = \frac{(312,6198 - 307,5726)}{(315,4993 - 307,5726)} = 0,636734$$

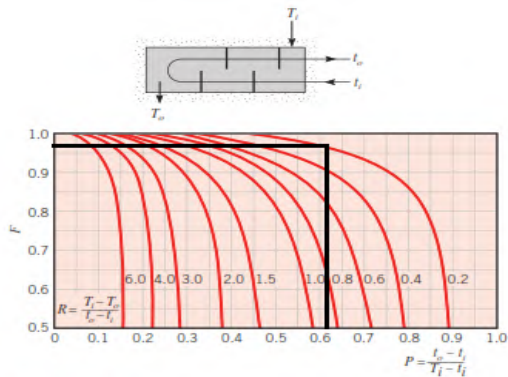


FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc., tube passes).

Gambar 4.2 Faktor koreksi cross flow
 (Reference 4, page W-38)

Dari gambar dapat dilihat apabila $R = 0,195792$ dan $P = 0,636734$ maka akan didapatkan $F = 0,97$, sehingga ΔT_{LM} disetiap zona adalah :

$$\Delta T_{LM,desup} = 2,6573 \text{ K} \times 0,97 = 2,5950 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 4,5443 \text{ K} \times 0,97 = 4,4080 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = 7,2257 \text{ K} \times 0,97 = 7,0089 \text{ K}$$

4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam Tube

Perhitungan untuk *reynold number* (Re_D)

$$\begin{aligned} Re &= \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times D_i \times \mu_f} \\ &= \frac{4 \times 0,15779 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0,02375 \text{ m} \times (694,5366 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2})} \\ &= 12185,716 \end{aligned}$$

Dengan *reynold number* (Re_D) adalah 12185,716, maka termasuk aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D) dengan syarat,

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dengan perumusan sebagai berikut,

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

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

Sehingga :

$$\begin{aligned} Nu_{uD} &= 0,023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^n \\ &= 0,023 \times 12185,716^{\frac{4}{5}} \times 4,6167^{0,4} \\ &= 78,7302 \end{aligned}$$

Maka :

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

$$= \frac{78,7302 \times 628,0434 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{0.02375 m}$$

$$= 2081,9361 \frac{W}{m^2.K}$$

Jadi, koefisien konveksi di dalam *tube* $h_i = 2081,9361 \frac{W}{m^2.K}$

4.3.3 Perpindahan Panas di Luar *Tube*

a. Zona *Desuperheating*

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

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

$$T_{mean,desup} = \frac{315,4993 K + 315,09845 K}{2}$$

$$T_{mean,desup} = 315,2989 K$$

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

$$v_g = 17,5809 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_g = 0,05688 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_g = 9,7020 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$$

$$Pr_g = 0,8837$$

$$k_g = 20,7179 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

$$Cp_g = 1,88842$$

Menghitung nilai $T_{surface}$

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

$$T_{s,desup} = \frac{315,4993 K + 307,5726 K}{2}$$

$$T_{s,desup} = 311,5359 \text{ K}$$

Dengan $T_{surface}$, maka didapatkan nilai Prs sebagai berikut :
 $Prs = 0,8761$

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

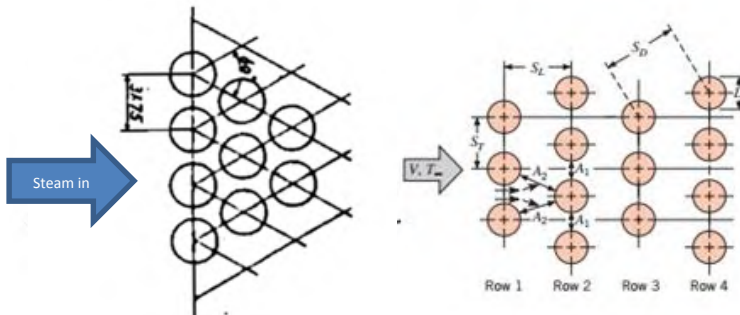
$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} A_{crossflow}}$$

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} \times (p \times l)}$$

$$V = \frac{20,9529 \frac{kg}{s}}{0,05688 \frac{kg}{m^3} \times (6,75 \text{ m} \times 8,909 \text{ m})}$$

$$V = 6,1256 \frac{m}{s}$$

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



Gambar. 4.3 Susunan *Tube Staggered*

Dengan menggunakan pitagoras, maka didapatkan

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

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

$$SL = 27,5 \text{ mm}$$

V_{max} terjadi di A2 jika memenuhi dua syarat sebagai berikut :

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

$$S_D = \left[25,7^2 + \left(\frac{31,75}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{31,75 + 25}{2}$$

$$31,75319 < 28,375 \quad (\text{Tidak Memenuhi})$$

Dan :

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

$$2(31,75 - 25) < (31,75 - 25)$$

$$13,5 < 6,75 \quad (\text{Tidak Memenuhi})$$

Karena tidak sesuai dengan syarat Vmax di A2, maka Vmax terjadi di A1, dengan rumus :

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

$$V_{max} = \frac{31,75}{31,75 - 25} \times 6,1256 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 28,813 \frac{m}{s}$$

- *Reynold Number*

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

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{0,05688 \frac{kg}{m^3} \times 28,813 \frac{m}{s} \times 0,025m}{9,7020 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = 4223,0560$$

- *Nusselt Number*

Dengan *reynold number* ($Re_{D \max \text{ desup}}$) adalah 4223,056, maka termasuk menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D) dari Persamaan *Zukauskas* dengan syarat,

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{D \max} \leq 2 \times 10^6 \\ N_L \geq 20 \end{array} \right]$$

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

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

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3 } 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.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{31,75 \text{ mm}}{27,5 \text{ mm}} = 1,154$$

Maka Nilai m = 0,6 dan

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

$$C = 0,35 \left(\frac{31,75 \text{ mm}}{27,5 \text{ mm}} \right)^{1/5}$$

$$C = 0,36017$$

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

$$Nu_{D,desup} = 0,36017 \times 4223,056^{0,6} \times 0,8837^{0,36} \times \left(\frac{0,8837}{0,8761} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,desup} = 51,7001$$

- Koefisien konveksi *desuperheating*

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

$$ho_{desup} = \frac{51,7001 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 20,7179 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0,025 \text{ m}}$$

$$h_{o_{desup}} = 42,8447 \frac{W}{m^2 K}$$

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

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

- Untuk harga k diambil dari tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Metallic Solid* dengan bahan Aluminium Brass untuk temperatur 310,0362 °K yaitu $175,6542 \frac{W}{m.K}$
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table* didapat $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$ (*non oil bearings*)
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, didapat $R''_{f,i} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$ (*sea water and treated boiler feed water (below 50 °C)*)

Jadi,

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

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{42,8447 \frac{W}{m^2.K}} + 0.0001 \frac{m^2.K}{W} + \frac{0.0125 m}{175,6542 \frac{W}{m.K}} \ln\left(\frac{0.0125 m}{0.011875 m}\right) + \frac{0.0125}{0,011875} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,011875} \times \frac{1}{2081,9361}}$$

$$= 41,5720 \frac{W}{m^2 K}$$

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

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

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

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times 0,025 \times 8,909 \times \frac{15136}{2}$$

$$A_{desup} = 52,975459 \text{ m}^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *deuperheating* :

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

$$q_{desup} = 41,5720 \frac{W}{m^2K} \times 52,975459 \text{ m}^2 \times 2,5950 \text{ K}$$

$$q_{desup} = 5714,9575 \text{ Watt}$$

b. Zona Condensing

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

$$T_{sat} = 42,09845 \text{ }^\circ\text{C} = 315,09845 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$v_g = 17,7444 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{18,8187 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 0,05636 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$h_{fg} = 2401,7637 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$C_{ph} = 1,88814 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

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

$$= \frac{(307,5778 + 312,6175) \text{ K}}{2}$$

$$= 310,0977 \text{ }^\circ\text{K}$$

- Perhitungan *Surface Temperature* (T_s)

Untuk melakukan perhitungan pada zona *condensing*, diperlukan *surface temperature* untuk menentukan temperatur *film*. Maka digunakan asumsi *T surface* sebesar 313 °K, sehingga didapatkan :

Maka T_s diambil angka :

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{T_{sat} + T_s}{2} \\ &= \frac{(315,09845 + 313) \text{ K}}{2} \\ &= 314,04923 \text{ }^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Dari *film temperature* pada *tube* 314,09423 °K didapat properties melalui tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut,

$$v_f = 1,00862 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_f = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1,00821 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}} = 991,4537 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_{p,f} = 4,17881 \frac{kJ}{kg.K}$$

$$\mu_f = 634,16986 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2}$$

$$k_f = 632,8591 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}$$

$$Pr_f = 4,2475$$

a. Perhitungan *Jacob number* dan h'_{fg}

Untuk menghitung h_o diperlukan terlebih dahulu *Jacob number* dan h'_{fg}

Jacob number (Ja)

$$\begin{aligned} Ja &= \frac{C_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \\ &= \frac{4,17881 \frac{kJ}{kg.K} \times (315,09845 - 313)K}{2401,7637 \frac{kJ}{kg}} \\ &= 0,003651 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h'_{fg} &= h_{fg} \times (1 + 0,68 Ja) \\ &= 2401,7637 \frac{kJ}{kg} \times (1 + (0,68 \times 0,003651)) \\ &= 2407,7266 \frac{kJ}{kg} \\ &= 24107726,636 \frac{J}{kg} \end{aligned}$$

b. Perhitungan Koefisien Konveksi di luar *tube* (h_o)

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

$$\overline{Nu}_D = 0,729 \left(\frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 0,729 \left(\frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 991,4537 \frac{kg}{m^3} \times (991,4537 - 0,056368) \frac{kg}{m^3} \times}{632,8591 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K} \times 634,16986 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2} \times} \right)^{1/4}$$

$$\frac{(0,025m)^3 \times 24107726,636 \frac{J}{kg}}{(315,09845 - 313)K}$$

$$\overline{Nu}_D = 590,5801$$

Dengan $\overline{Nu}_D = 590,5801$, maka akan didapatkan koefisien konveksi pada bagian *shell* yaitu :

$$\begin{aligned} \bar{h}_o &= \frac{\overline{Nu}_D \times k_l}{D_o} \\ &= \frac{590,5801 \times (632,8591 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K})}{0,025 m} \\ &= 14950,1598 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} h_o N &= h_o \times N_L^n \\ &= 14950,1598 \frac{W}{m^2.K} \times 153^{-\frac{1}{6}} \\ &= 6464,4354 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

c. Mengecek Asumsi *Surface Temperature*

Pada iterasi ini, dibatasi sampai nilai selisihnya 10^{-1} . Dari asumsi T_s awal yaitu 312 °K, maka pengecekan dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$q'' = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{T_{sat} - T_c}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_c}{R_i}$$

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

Sehingga temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan :

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

$$T_s = 310,0977^\circ\text{K} + \frac{14950,1598 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{14950,1598 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times \frac{0,02375 \text{ m}}{0,025 \text{ m}} + 2081,9361 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \times (315,09845 - 310,0977)^\circ\text{K}$$

$$T_s = 312,9510^\circ\text{K}$$

Karena selisinya hanya 0,0490 °C dari T_s asumsi, maka asumsi mendekati benar.

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

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

$$U = \frac{1}{\frac{1}{14950,1598 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 \text{ m}}{175,6542 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 \text{ m}}{0,011875 \text{ m}}\right) + \frac{1}{0,011875} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,011875} \times \frac{1}{2081,9361}}$$

$$= 1279,7469 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Luasan perpindahan panas zona *condensing* (A_{condensing})

Luasan perpindahan panas pada zona *condensing* diasumsikan sebesar 98,5% dari total luas permukaan *tube*, sehingga luasan zona *condensing* adalah :

$$A_{conden} = \frac{98,5}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{conden} = \frac{98,5}{100} \times \pi \times 0,025 \text{ m} \times 8,909 \text{ m} \times \frac{15136}{2}$$

$$A_{conden} = 5218,082754 \text{ m}^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *condensing* :

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

$$q_{conden} = 1279,7469 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times 5218,082 \text{ m}^2 \times 4,9080 \text{ K}$$

$$q_{conden} = 29\,435\,853,61 \text{ Watt}$$

c. Zona Subcooling

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

$$T_{\text{mean,subcool}} = \frac{T_{\text{sat}} + T_{\text{ci}}}{2}$$
$$T_{\text{mean,subcool}} = \frac{(315,09845 + 314,5111)K}{2}$$
$$T_{\text{mean,subcool}} = 314,8048 K$$

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

$$v_g = 18,0195 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$
$$\rho_g = 0,055495 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$
$$\mu_g = 9,6822 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$$
$$k_g = 20,6883 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$
$$Pr_g = 0,8826$$
$$Cp_g = 1,8878$$

Menghitung nilai T_{surface}

$$T_{s,\text{subcool}} = \frac{T_{\text{ho}} + T_{\text{ci}}}{2}$$
$$T_{s,\text{subcool}} = \frac{314,5111 K + 307,5726 K}{2}$$
$$T_{s,\text{subcool}} = 311,0419 K$$

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

$$Pr_s = 0,8751$$

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

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool} A_{crossflow}}$$

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool} \times (p \times l)}$$

$$V = \frac{20,9529 \frac{kg}{s}}{0,055495 \frac{kg}{m^3} \times (6,750 m \times 8,909 m)}$$

$$V = 6,2779 \frac{m}{s}$$

Vmax terjadi di A1, maka :

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

$$V_{max} = \frac{31,75}{31,75 - 25} \times 6,2779 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 29,5293 \frac{m}{s}$$

- *Reynold Number*

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

$$Re_{Dmax,subcool} = \frac{0,055495 \frac{kg}{m^3} \times 29,5293 \frac{m}{s} \times 0,025m}{9,6822 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,subcool} = 4231,3033$$

- *Nusselt Number*

Dengan *reynold number* ($Re_{D \max \text{ desup}}$) adalah 4231,3033, maka termasuk menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D) dari Persamaan *Zukauskas* dengan syarat,

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{D \max} \leq 2 \times 10^6 \\ N_L \geq 20 \end{array} \right]$$

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

Tabel 4.4 Constants for the tube bank in cross flow

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

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

$$\frac{ST}{SL} = \frac{31,75 \text{ mm}}{27,5 \text{ mm}} = 1,154$$

Maka Nilai $m = 0,6$ dan

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

$$C = 0,35 \left(\frac{31,75 \text{ mm}}{27,5 \text{ mm}} \right)^{1/5}$$

$$C = 0,36017$$

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

$$Nu_{D,subcool} = 0,36017 \times 4231,3033^{0,6} \times 0,8826^{0,36} \times \left(\frac{0,8826}{4,70526} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,subcool} = 51,7361$$

- Koefisien konveksi *subcooling*

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

$$h_{o_{subcool}} = \frac{51,7361 \times 20,6883 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{0,025m}$$

$$h_{o_{subcool}} = 42,8133 \frac{W}{m^2K}$$

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

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

$$U_{subcool} = \frac{1}{\frac{1}{42,8133 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 m}{175,6542 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 m}{0,011875 m}\right) + \frac{0,0125}{0,011875} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,011875} \times \frac{1}{2081,9361}}$$

$$= 41,5425 \frac{W}{m^2 K}$$

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

Luasan perpindahan panas pada zona *subcooling* diasumsikan sebesar 0,05% dari total luas permukaan *tube*. Sehingga luasan zona *subcooling* adalah :

$$A_{subcool} = \frac{0,05}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{subcool} = \frac{0,05}{100} \times \pi \times 0,025 \times 8,909 \times \frac{15136}{2}$$

$$A_{subcool} = 26,48773 m^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *subcooling* :

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

$$q_{subcool} = 41,5425 \frac{W}{m^2 K} \times 26,48773 m^2 \times 8,09305 K$$

$$q_{subcool} = 7712,3559 Watt$$

4.3.4 Laju Perpindahan Panas Total

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

$$q_{tot} = (5714,9575 + 29435853,61 + 7712,3559) Watt$$

$$q_{tot} = 29 449 280,92 Watt = 29,449280 MW$$

4.3.5 Overall Heat Transfer Total

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

$$U_{tot} = (41,5720 + 1239,80814 + 41,5425) \frac{W}{m^2 K}$$

$$U_{tot} = 1362,8614 \frac{W}{m^2K}$$

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

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

4.4.1 Perhitungan *Effectiveness* (ϵ) Zona Desuperheating

- Menghitung kapasitas panas pada sisi *tube*

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{p,f} \\ &= 2348,9072 \frac{kg}{s} \times 4,17801 \frac{kJ}{kg.K} \\ &= 9985,0562 \frac{kJ}{s.K} \rightarrow (C_{max}) \end{aligned}$$

- Menghitung kapasitas panas di sisi *shell*

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \times C_{p,g \text{ desup}} \\ &= 20,9529 \frac{kg}{s} \times 1,88842 \frac{kJ}{kg.K} \\ &= 39,5679 \frac{kJ}{s.K} \rightarrow (C_{min}) \end{aligned}$$

- Menghitung Cr

$$\begin{aligned} Cr &= \frac{C_{min}}{C_{max}} \\ &= \frac{39,5679 \frac{kJ}{s.K}}{9985,0562 \frac{kJ}{s.K}} \\ &= 0,00396271179 \end{aligned}$$

- Menghitung *Number of transfer unit*

$$\begin{aligned} NTU &= \frac{U_{desup} A_{desup}}{C_{min}} \\ NTU &= \frac{41,5720 \frac{W}{m^2K} \times \pi \times 0,025m \times 8,909m \times 7568}{39,5679 \frac{kJ}{s.K}} \\ NTU &= 55,65864 \end{aligned}$$

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

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,00396271179 + (1 + 0,00396271179^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(55,65864)_1(1 + 0,00396271179^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(55,65864)_1(1 + 0,00396271179^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$= 0,99801865$$

4.4.2 Perhitungan Effectiveness (ε) Zona Subcooling

- Menghitung kapasitas panas pada sisi *tube*

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{p,f} \\ &= 2348,9072 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,17801 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \\ &= 9985,0562 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} \rightarrow (C_{\text{max}}) \end{aligned}$$

- Menghitung kapasitas panas di sisi *shell*

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \times C_{p,g \text{ subcool}} \\ &= 20,9529 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,8878 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \\ &= 39,5549 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} \rightarrow (C_{\text{min}}) \end{aligned}$$

- Menghitung C_r

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} \\ &= \frac{39,5549 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}}{9985,0562 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}} \\ &= 0,0039614083 \end{aligned}$$

- Menghitung *Number of transfer unit*

$$NTU = \frac{U_{subcool} A_{subcool}}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{41,5425 \frac{W}{m^2K} \times 26,48773}{39,5549 \frac{kJ}{s.K}}$$

$$NTU = 27,8187$$

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

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

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,0039614083 + (1 + 0,0039614083^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(27,8187)_1(1 + 0,0039614083^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(27,8187)_1(1 + 0,0039614083^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$= 0,99801930$$

4.5 Perhitungan Dengan Material Tube Titanium

Material tube titanium yang digunakan menggunakan standar referensi dari ASTM B338 *Titanium Alloy tubes for condensor and heat exchangers spesification*. Material ini diproduksi oleh Perusahaan Manufaktur Prime Tube Impex dari India. Penentuan *thickness* dari tube kondensor menggunakan metode interpolasi dari diameter tube kondensor PJB UP Gresik.

Tabel 4.5 *Design Spesification* dari Material Titanium

Design Spesification	
Material Tube	Titanium Alloy
Outside Diameter (Do)	25 mm
Thickness	0,6 mm

ASTM B338 Titanium Alloy Tubes for Condensers and Heat Exchangers Specification

Widely used grades:

ASTM Grade	Alloy	DIN	UNS
Grade 1	Commercially pure	3.7025	R50250
Grade 2	Commercially pure	3.7035	R50400
Grade 5	Ti-6Al-4V	3.7164/5	R56400
Grade 7	Ti-0.15Pd	3.7235	R52400
Grade 9	Ti-3Al-2.5V	3.7195	R56320
Grade 12	Ti-0.3Mo-0.8Ni	3.7105	R53400
Grade 23	Ti-6Al-4V ELI		R56401
Other grade and alloy are available by request			

Dimension:

	Out diameter	Wall thickness	Length
Seamless	2.0 ~ 114 mm	0.3 ~ 8.0 mm	Up to 18000 mm
Welded	89 ~ 1000 mm	2.0 ~ 15.0 mm	By request

Note: Titanium spiral tube, titanium capillary tube is available by requirement.

General temper condition:

Annealed

Testing items for titanium tube and titanium pipe:

Chemical composition and mechanical properties

Bending, flaring, flattening, hydraulic, eddy current, ultrasonic (against different specification or specific requirement by customer)

Certificate:

To be provided according to EN 10204 3.1 or against customer's demand

Primarily used specification for titanium tube and titanium pipe:

ASTM B338 (Seamless and welded titanium & titanium alloy tubes for condensers and heat exchangers)

Gambar 4.4 Standar ASTM B338 *Titanium Alloy tubes for condensor and heat exchangers spesification* (http://www.primetubeimpex.com/pipetube_tubing)

4.5.1 Perhitungan Laju perpindahan panas Titanium

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

- Untuk harga k diambil dari tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Methalic Solid* dengan bahan Titanium untuk temperatur 310,0362 °K yaitu $22,2443 \frac{W}{m.K}$
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table* didapat $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$ (*non oil bearings*)
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, didapat $R''_{f,i} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$ (*sea water and treated boiler feed water (below 50 °C)*)

- Overall heat transfer coefficient pada zona desuperheating

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

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{42,8447 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 m}{22,2443 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 m}{0,0095 m}\right) + \frac{0,0125}{0,0095} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,0095} \times \frac{1}{2081,9361}}$$

$$= 41,5286 \frac{W}{m^2 K}$$

- Laju perpindahan panas pada zona *deuperheating* :

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

$$q_{desup} = 41,5286 \frac{W}{m^2 K} \times 52,975459 m^2 \times 2,5950 K$$

$$q_{desup} = 5708,9894 \text{ Watt}$$

- Overall heat transfer coefficient pada zona condensing

$$U_{conden} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{conden} = \frac{1}{\frac{1}{14950,1598 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 m}{22,2443 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 m}{0,0095 m}\right) + \frac{0,0125}{0,0095} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,0095} \times \frac{1}{2081,9361}}$$

$$= 1239,80814 \frac{W}{m^2 K}$$

- Laju perpindahan panas pada zona *condensing* :

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

$$q_{conden} = 1239,80814 \frac{W}{m^2 K} \times 5218,082 m^2 \times 4,9080 K$$

$$q_{conden} = 28\,517\,209,86 \text{ Watt}$$

- Overall heat transfer coefficient pada zona subcooling

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

$$U_{subcool} = \frac{1}{\frac{1}{42,8133 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 m}{22,2443 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 m}{0,0095 m}\right) + \frac{0,0125}{0,0095} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,0095} \times \frac{1}{2081,9361}}$$

$$= 41,4991 \frac{W}{m^2 K}$$

- Laju perpindahan panas pada zona *subcooling* :

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

$$q_{subcool} = 41,4991 \frac{W}{m^2 K} \times 26,48773 m^2 \times 8,09305 K$$

$$q_{subcool} = 7704,2989 Watt$$

4.5.2 Perhitungan *Effectiveness* (ϵ) Titanium

➤ Zona Desuperheating

- Menghitung *Number of transfer unit*

$$NTU = \frac{U_{desup} A_{desup}}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{41,5286 \frac{W}{m^2 K} \times \pi \times 0,025 m \times 8,909 m \times 7568}{39,5679 \frac{kJ}{s \cdot K}}$$

$$NTU = 55,60054$$

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

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

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,00396271179 + (1 + 0,00396271179^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(55,60054)_1(1+0,00396271179^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(55,60054)_1(1+0,00396271179^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$= 0,99801865$$

➤ Zona Subcooling

- Menghitung *Number of transfer unit*

$$NTU = \frac{U_{subcool} A_{subcool}}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{41,4991 \frac{W}{m^2K} \times 26,48773}{39,5549 \frac{kJ}{s.K}}$$

$$NTU = 27,7897$$

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

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

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,0039614083 + (1 + 0,0039614083^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(27,7897)_1(1+0,0039614083^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(27,7897)_1(1+0,0039614083^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$= 0,99801930$$

Perhitungan dengan material tube titanium dilakukan dengan menyamakan semua properties pada perhitungan pada

Kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik yang menggunakan material aluminium brass, baik nilai tekanan kondensor vakum, temperatur cooling water dan temperatur steam. Hal ini dilakukan untuk membandingkan efek material tube terhadap performa kondensor, yakni laju perpindahan panas dan efektivitas. Maka didapatkan laju perpindahan total sebagai berikut :

- ***Overall Heat Transfer Coefficient Total Material Aluminium Brass***

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

$$U_{tot} = (41,5720 + 1279,7469 + 41,5425) \frac{W}{m^2K}$$

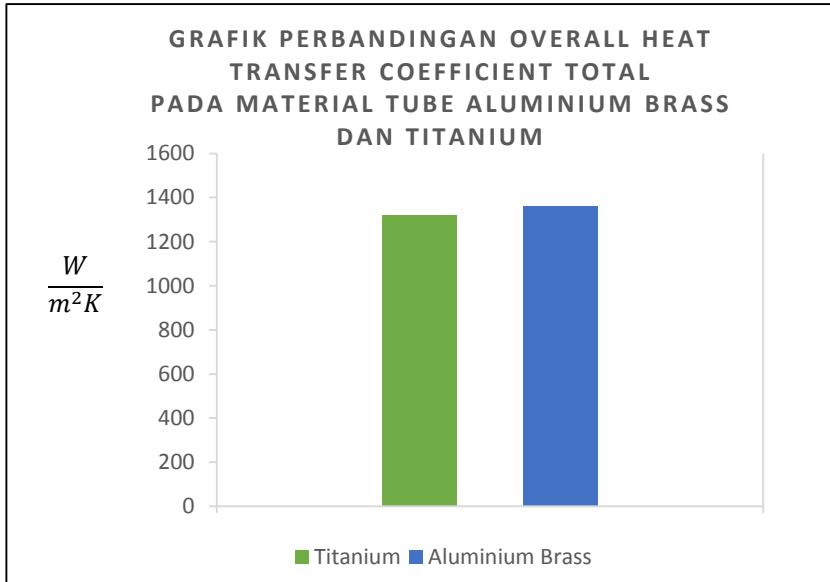
$$U_{tot} = 1362,8614 \frac{W}{m^2K}$$

- ***Overall Heat Transfer Coefficient Total Material Titanium***

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

$$U_{tot} = (41,5286 + 1239,80814 + 41,4991) \frac{W}{m^2K}$$

$$U_{tot} = 1322,8358 \frac{W}{m^2K}$$



Gambar 4.5 Grafik *Overall Heat Transfer Coefficient Total*

- **Laju Perpindahan Panas Total Material Aluminium Brass**

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

$$q_{tot} = (5714,9575 + 29435853,61 + 7712,3559) \text{ Watt}$$

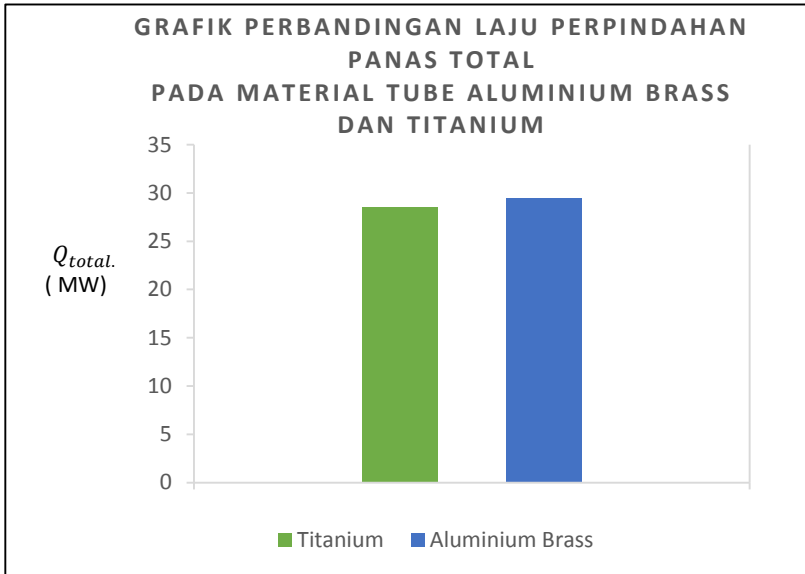
$$q_{tot} = 29\,449\,280,92 \text{ Watt} = 29,449280 \text{ MW}$$

- **Laju Perpindahan Panas Total Material Titanium**

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

$$q_{tot} = (5708,9895 + 28517209,86 + 7704,2989) \text{ Watt}$$

$$q_{tot} = 28\,530\,623,15 \text{ Watt} = 28,530623 \text{ MW}$$



Gambar 4.6 Grafik Laju Perpindahan Panas Total

Sedangkan hasil perhitungan effectiveness dengan metode NTU untuk zona desuperheating dan zona subcooling pada masing-masing material tube adalah sebagai berikut :

Tabel 4.6 Efektivitas kondensor pada zona desuperheating dan subcoling (Material tube Aluminium brass dan Titanium)

Zona	Aluminium brass (%)	Titanium (%)
<i>Zona Desuperheating</i>	99,8018652	99,80193034
<i>Zona Subcooling</i>	99,8018652	99,80193034

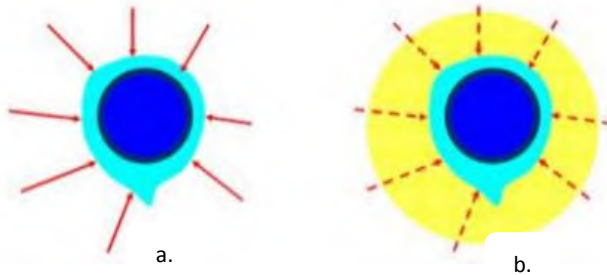
4.6 Maintenance

Maintenance atau perawatan adalah upaya yang dilakukan untuk menjaga fungsi dari suatu *asset* atau *property* agar sesuai dengan tujuan awal spesifikasinya.

Beberapa masalah dalam pemeliharaan kondensor adalah sebagai berikut:

4.6.1 Air Leakage

Air leakage merupakan gas dari luar sistem yang memasuki kondensor. Hal ini karena kondensor didesain vacuum sehingga memungkinkan udara luar masuk ke dalam kondensor. Udara ini akan menyebabkan timbulnya *non condensable gasses* atau gas yang tidak dapat terkondensasi. Gas yang terdapat didalam kondensor ini akan menyebabkan kenaikan pressure kondensor sehingga daya dan efisiensi turbin akan turun. *Non condensable gasses* ini akan menyelimuti permukaan luar *tube* sehingga proses perpindahan panas akan terganggu.



Gambar. 4.7 Perpindahan panas pada permukaan tube (a.) terdapat *non condensable gasses* (b.) tidak terdapat *non condensable gasses*

Untuk mengatasi hal ini maka diperlukan alat bantu berupa *steam jet air ejector* (SJAE). SJAE ini menggunakan steam bertekanan tinggi untuk mengeluarkan gas-gas yang tidak dapat terkondensasi tersebut dari kondensor.

Keuntungan menggunakan steam jet air ejector adalah lebih ekonomis karena bahan penyemprotnya menggunakan steam, bahan penyemprot dapat di daur ulang. Sedangkan kerugian

menggunakan SJAE adalah alat yang dipakai relatif mahal dan biaya perawatan berkala juga relatif mahal.

4.6.2 Fouling

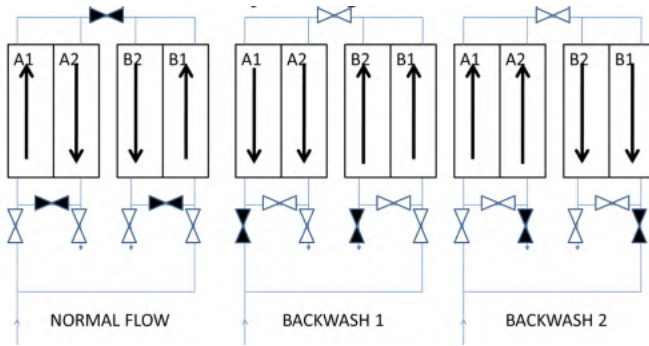
Tube fouling adalah pengotoran atau timbulnya endapan pada *tube* kondensor. Endapan pada *tube* ini sangat mungkin terjadi karena *cooling water* pada kondensor berasal dari air laut sehingga akan banyak biota laut ataupun kotoran yang terbawa aliran. *Fouling* ini dapat dikategorikan menjadi beberapa tipe. *Fouling* dapat berupa mikrobiologi dan kotoran yang menyumbat *tube* kondensor. Pengotoran pada *tube* dapat dideteksi dari pengawasan *back pressure*, *pressure drop* sisi *tube* dan *terminal temperature difference (TTD)* antara *turbine exhaust* dan *sea water outlet*. Saat terjadi pengotoran, performa kondensor akan menurun. Laju perpindahan panas akan berkurang sehingga proses kondensasi steam menjadi air kondensat akan menurun.

Untuk mengatasi *fouling* dilakukan beberapa upaya sebagai berikut:

a. *Backwash*

Backwash merupakan pembalikan arah aliran *cooling water* pada *tube* agar kotoran yang terdapat didalam *tube* dapat terbawa oleh aliran air. *Backwash* dimaksudkan agar aliran air pendingin lebih lancar sehingga perpindahan panas antara *steam* dan air laut berjalan dengan baik.

Keuntungan menggunakan cara ini adalah kotoran yang lama mengendap dapat terangkat, aliran air pendingin pada *tube* dapat lebih lancar dan mengurangi terjadinya korosi. Sedangkan kerugian dapat mengakibatkan kelelahan material *tube*, dapat memperbesar terjadinya *water hammer*, dan menurunkan performa kondensor.

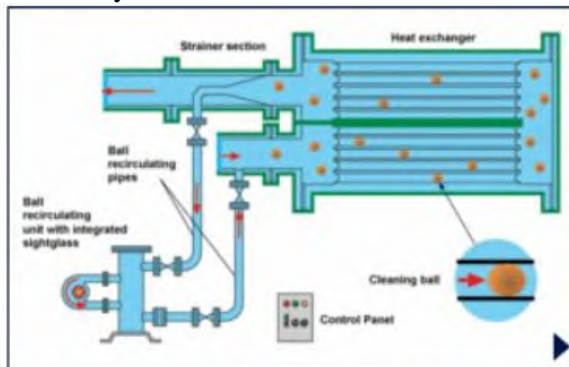


Gambar 4.8 Flow diagram *backwash*

b. *Ball Cleaning*

Ball cleaning merupakan upaya pembersihan *tube* dengan bola-bola karet dengan diameter 26 mm. bola-bola ini disirkulasikan dengan cara dimasukkan kedalam *water box inlet* kondensor dan keluar melalui *waterbox outlet* kondensor. Bola bola tersebut kemudian ditangkap oleh *catcher* dan diarahkan ke *ball collector*.

Keuntungan menggunakan *Ball Cleaning* adalah dapat membersihkan tanpa terlalu merusak lapisan dinding *tube*. Kerugiannya yaitu proses pembersihan tidak berjalan maksimal, bola bola yang tidak ditangkap *catcher* akan menyumbat aliran air.



Gambar 4.9 Sistem *Ball cleaning*

c. Sistem Injeksi Klorin (chloropac)

Biota laut yang berasal dari laut sangat memungkinkan untuk terbawa aliran air pendingin. Oleh karena itu terdapat mekanisme injeksi klorin pada sisi *intake screen* untuk memabukkan biota laut agar tidak tumbuh dan berkembang didalam sistem air pendingin.

Keuntungan dengan injeksi klorin adalah pembersihan menggunakan injeksi bahan kimia dapat lebih maksimal, peralatannya mudah diaplikasikan dan hasilnya lebih bersih. Kerugian menggunakan cara ini adalah bahan injeksinya yang tidak dapat di daur ulang, limbahnya berbahaya bagi lingkungan.



Gambar 4.10 Sistem Klorin di PJB UP Gresik
(Rendal Operation PLTU PT. PJB UP. Gresik)

4.6.3. Scale

Scale adalah lapisan padat dari material anorganik yang terbentuk karena pengendapan. Beberapa *scale* yang sering terjadi berupa *calcium carbonat*, *calcium phosphate*, *magnesium silicate* dan *silica*. *Scale* dapat dikendalikan dengan beberapa cara berikut ini :

1. Membatasi konsentrasi dari mineral pembentuk *scale*.
2. Menambahkan asam untuk menjaga agar mineral pembentuk *scale* tetap larut (contoh : *calcium carbonate*).
3. Menambahkan bahan kimia *anti scale*.

4.6.4. Korosi

Korosi adalah proses elektrokimia dimana logam kembali ke bentuk alaminya sebagai oksida. Beberapa tipe korosi yang sering terjadi antara lain *general attack*, *pitting*, dan *galvanic attack*. Kerugian yang ditimbulkan oleh korosi pada sistem air pendingin adalah penyumbatan dan kerusakan pada sistem perpipaan. Kontaminasi produk yang diinginkan karena adanya kebocoran-kebocoran, dan menurunnya efisiensi perpindahan panas.

General attack terjadi apabila korosi yang muncul terdistribusi merata dan sama di semua permukaan logam. Sedangkan *pitting* terjadi ketika hanya sebagian kecil dari logam yang mengalami korosi. Walaupun begitu, *pitting* sangat berbahaya karena hanya terpusat di sebagian area saja. *Galvanic attack* terjadi ketika dua logam yang berbeda berkontak. Logam yang lebih aktif akan terkorosi secara cepat.

Metode yang digunakan untuk mencegah/meminimalisir korosi antara lain :

1. Memilih material anti korosi saat mendesain proses.
2. Menggunakan *protective coatings* seperti cat, *metal plating*, tar, atau plastik.
3. Melindungi dari substansi yang bersifat katodik, menggunakan anoda dan atau yang lain.
4. Menambahkan *corrosion inhibitor* (*anodic* : *molybdate*, *orthophosphate*, *nitrate*, *silicate* – *cathodic* : *PSO*, *bicarbonate*, *polyphosphate*, *zinc* – *general* : *soluble oils*, *triazoles* *copper*)

4.6.5. Kebocoran

Kebocoran pada *tube* merupakan akibat lanjut dari korosi dan *fouling*. Korosi dapat menyebabkan penipisan lapisan *tube* sehingga dapat mengakibatkan kebocoran. Sedangkan *fouling* dari biota laut yang memiliki tekstur badan yang keras seperti tiram dan kerang dapat menggores permukaan *tube* sehingga berpotensi menyebabkan kebocoran.

Berikut adalah langkah yang ditempuh apabila *tube* kondensor mengalami kebocoran:

1. Melakukan drain waterbox kondensor (berkoordinasi dengan operator).
2. Melepas baut manhole inlet, outlet dan waterbox kondensor.
3. Membuka semua manhole.
4. Mengecek dan memastikan kondisi udara dan temperatur didalam kondensor aman.
5. Memasang *lighting* di *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor.
6. Memasang tangga di sisi *waterbox* kondensor.
7. Memasukkan selang hydrant kedalam *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor serta membuat sedikit aliran.
8. Membersihkan sampah-sampah yang ada di permukaan *tube* kondensor.
9. Membasahi dinding *tube* kondensor di semua sisi.
10. Menempelkan kertas koran pada dinding *tube* sampai semua lubang *tube* tertutupi.
11. Membasahi kertas koran dan mengamati apabila terjadi pecah atau sobek, maka hal tersebut mengindikasikan kebocoran.
12. *Tube* yang bocor kemudian di-*plug* dengan *rubber plug* di kedua sisi *tube*.
13. Palu sampai *plug* benar benar rapat menutupi *plug*.
14. Menggergaji sisa *plug* yang muncul sampai rata dengan permukaan bibir *tube* kondensor.
15. Melakukan langkah yang sama apabila ada indikasi kebocoran lain.
16. Setelah selesai mengamati kertas koran, lalu dilepas dan dibersihkan.
17. Mengeluarkan semua peralatan dan membersihkan area *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor.
18. Menghitung total *tube* yang di *plug*.
19. Menutup manhole *inlet*, *outlet* dan *waterbox* kondensor.
20. Memasang baut *manhole*.
21. *Maintenance* telah selesai dan siap *inservice*.

Halaman ini sengaja dikosongkan.

Lampiran

Lampiran I

Tabel Thermophysical properties of Selected Methallic Solids

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids^a

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						
Pure						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519					
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04										
Pure						112	120	127										
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85							
Pure						128	600	1463	1892	2160	2338							
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7										
Pure						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				
Pure						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					
Pure						236	379	450	503	550	628	733	674					
Copper	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339						
Pure						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	785	460	545										
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	360	395	425								
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4						
Pure						190	290	337	348	357	375	395						

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						
Pure						109	124	131	135	140	145	155						
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111					
Pure						90	122	133	138	144	153	161	172					
Iron	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	23.1					
Pure						216	384	490	574	680	975	609	654					
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	23.4					
Pure						215	384	490	574	680	975	609	654					
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							
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			487	559	685	1169							
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							
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							
Chromium (low) steels																		
1Cr-4Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7822	444	37.7	10.9				38.2	36.7	33.3	26.9							
1Cr-4Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7858	442	42.3	12.2				49.2	575	688	969							
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7836	443	48.9	14.1				46.8	42.1	36.3	28.2							
Pure								492	575	688	969							

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
AISI 316		8238	468	13.4	3.48	272	402	515	557	582	611
								15.2	18.3	21.3	24.2
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			504	550	576	602
								15.8	18.9	21.9	24.7
								513	559	585	606
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
						141	224	261	275	285	295
Nickel											
Pure	1728	8900	444	90.7	23.0	164	107	80.2	65.6	67.6	71.8
						232	383	485	592	530	562
Nichrome	1672	8400	420	12	3.4			14	16	21	
(80% Ni, 20% Cr)								480	525	545	
Inconel X-750	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.0
(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
						188	249	274	283	292	301
Palladium	1827	12020	244	71.8	24.5	76.5	71.6	73.6	79.7	86.9	94.2
						168	227	251	261	271	281
Platinum											
Pure	2045	21450	133	71.6	25.1	77.5	72.6	71.8	73.2	75.6	78.7
						100	125	136	141	146	152
Alloy 60Pt-40Rh	1800	16630	162	47	17.4			52	59	65	69
(60% Pt, 40% Rh)											73
Rhenium	3453	21100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1	44.2	44.1	44.6
						97	127	139	145	151	156
Rhodium	2236	12450	243	150	49.6	186	154	146	136	127	121
						147	220	253	274	293	311
Silicon	1685	2330	712	148	89.2	884	264	98.9	61.9	42.2	31.2
						259	556	790	867	913	946
Silver	1235	10500	235	429	174	444	430	425	412	396	379
						187	225	239	250	262	277
Tantalum	3269	16600	140	57.5	24.7	59.2	57.5	57.8	58.6	59.4	60.2
						110	133	144	146	149	152
Thorium	2023	11700	118	54.0	39.1	59.8	54.6	54.5	55.8	56.9	56.9
						99	112	124	134	145	156
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 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							
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	150	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 Thermophysical Properties of Saturated Water

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water*

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, <i>h_{fg}</i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, <i>σ_s</i> ·10 ³ (N/m)	Expansion Coeff. <i>β₁</i> ·10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, <i>T</i> (K)
		<i>v_f</i> ·10 ³	<i>v_g</i>		<i>c_{p,f}</i>	<i>c_{p,g}</i>	<i>μ_f</i> ·10 ⁶	<i>μ_g</i> ·10 ⁶	<i>k_f</i> ·10 ³	<i>k_g</i> ·10 ³	<i>Pr_f</i>	<i>Pr_g</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	400.4	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	436.7	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
373.15	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	373.15
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	262	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	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	841	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	1.10	47.2	430	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_{fg}</i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, <i>σ_s</i> ·10 ³ (N/m)	Expansion Coeff. <i>β₁</i> ·10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, <i>T</i> (K)
		<i>v_f</i> ·10 ³	<i>v_g</i>		<i>c_{p,f}</i>	<i>c_{p,g}</i>	<i>μ_f</i> ·10 ⁶	<i>μ_g</i> ·10 ⁶	<i>k_f</i> ·10 ³	<i>k_g</i> ·10 ³	<i>Pr_f</i>	<i>Pr_g</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	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	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	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	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	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	76.7	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	150.1	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	190.9	1.935	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	—	647.3 ^c

*Adapted from Reference 22.

^b1 bar = 10⁵ N/m².

^cCritical temperature.

lampiran 3

Table Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor) ;
Temperature Table

TABLE A-2 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Temperature Table

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

lampiran 4

Table Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor) ; *Pressure Table*

TABLE A-3 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Pressure Table

Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Press. bar
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346	0.80
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949	0.90
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594	1.00
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233	1.50
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271	2.00
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527	2.50
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919	3.00
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405	3.50
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959	4.00
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565	4.50
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212	5.00
6.00	158.9	1.1006	0.3157	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7600	6.00
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080	7.00
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628	8.00
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226	9.00
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863	10.0
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448	15.0
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409	20.0
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575	25.0
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869	30.0
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253	35.0
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701	40.0
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199	45.0
50.0	264.0	1.2859	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734	50.0
60.0	275.6	1.3187	0.03244	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892	60.0
70.0	285.9	1.3513	0.02737	1257.6	2580.5	1267.0	1505.1	2772.1	3.1211	5.8133	70.0
80.0	295.1	1.3842	0.02352	1305.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	5.7432	80.0
90.0	303.4	1.4178	0.02048	1350.5	2557.8	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772	90.0
100.	311.1	1.4524	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	5.6141	100.
110.	318.2	1.4886	0.01599	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	5.5527	110.

lampiran 5

Table Properties of Superheated Water Vapor

TABLE A-4 Properties of Superheated Water Vapor

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 0.06 \text{ bar} = 0.006 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 36.16^\circ\text{C}$)				$p = 0.35 \text{ bar} = 0.035 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 72.69^\circ\text{C}$)				
Sat.	23.739	2425.0	2567.4	8.3304	4.526	2473.0	2631.4	7.7158
80	27.132	2487.3	2650.1	8.5804	4.625	2483.7	2645.6	7.7564
120	30.219	2544.7	2726.0	8.7840	5.163	2542.4	2723.1	7.9644
160	33.302	2602.7	2802.5	8.9693	5.696	2601.2	2800.6	8.1519
200	36.383	2661.4	2879.7	9.1398	6.228	2660.4	2878.4	8.3237
240	39.462	2721.0	2957.8	9.2982	6.758	2720.3	2956.8	8.4828
280	42.540	2781.5	3036.8	9.4464	7.287	2780.9	3036.0	8.6314
320	45.618	2843.0	3116.7	9.5859	7.815	2842.5	3116.1	8.7712
360	48.696	2905.5	3197.7	9.7180	8.344	2905.1	3197.1	8.9034
400	51.774	2969.0	3279.6	9.8435	8.872	2968.6	3279.2	9.0291
440	54.851	3033.5	3362.6	9.9633	9.400	3033.2	3362.2	9.1490
500	59.467	3132.3	3489.1	10.1336	10.192	3132.1	3488.8	9.3194
$p = 0.70 \text{ bar} = 0.07 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 89.95^\circ\text{C}$)				$p = 1.0 \text{ bar} = 0.10 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 99.63^\circ\text{C}$)				
Sat.	2.365	2494.5	2660.0	7.4797	1.694	2506.1	2675.5	7.3594
100	2.434	2509.7	2680.0	7.5341	1.696	2506.7	2676.2	7.3614
120	2.571	2539.7	2719.6	7.6375	1.793	2537.3	2716.6	7.4668
160	2.841	2599.4	2798.2	7.8279	1.984	2597.8	2796.2	7.6597
200	3.108	2659.1	2876.7	8.0012	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
240	3.374	2719.3	2955.5	8.1611	2.359	2718.5	2954.5	7.9949
280	3.640	2780.2	3035.0	8.3162	2.546	2779.6	3034.2	8.1445
320	3.905	2842.0	3115.3	8.4504	2.732	2841.5	3114.6	8.2849
360	4.170	2904.6	3196.5	8.5828	2.917	2904.2	3195.9	8.4175
400	4.434	2968.2	3278.6	8.7086	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
440	4.698	3032.9	3361.8	8.8286	3.288	3032.6	3361.4	8.6636
500	5.095	3131.8	3488.5	8.9991	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
$p = 1.5 \text{ bar} = 0.15 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 111.37^\circ\text{C}$)				$p = 3.0 \text{ bar} = 0.30 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 133.55^\circ\text{C}$)				
Sat.	1.159	2519.7	2693.6	7.2233	0.606	2543.6	2725.3	6.9919
120	1.188	2533.3	2711.4	7.2693				
160	1.317	2595.2	2792.8	7.4665	0.651	2587.1	2782.3	7.1276
200	1.444	2656.2	2872.9	7.6433	0.716	2650.7	2865.5	7.3115
240	1.570	2717.2	2952.7	7.8052	0.781	2713.1	2947.3	7.4774
280	1.695	2778.6	3032.8	7.9555	0.844	2775.4	3028.6	7.6299
320	1.819	2840.6	3113.5	8.0964	0.907	2838.1	3110.1	7.7722
360	1.943	2903.5	3195.0	8.2293	0.969	2901.4	3192.2	7.9061
400	2.067	2967.3	3277.4	8.3555	1.032	2965.6	3275.0	8.0330
440	2.191	3032.1	3360.7	8.4757	1.094	3030.6	3358.7	8.1538
500	2.376	3131.2	3487.6	8.6466	1.187	3130.0	3486.0	8.3251
600	2.685	3301.7	3704.3	8.9101	1.341	3300.8	3703.2	8.5892

lampiran 6

Tabel Fouling Factor Pada Heat Exchanger

TABLE 11.1 Representative Fouling Factors [1]

Fluid	R_f'' ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
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

lampiran 7

Tabel Faktor Koreksi untuk Tipe Heat Exchanger

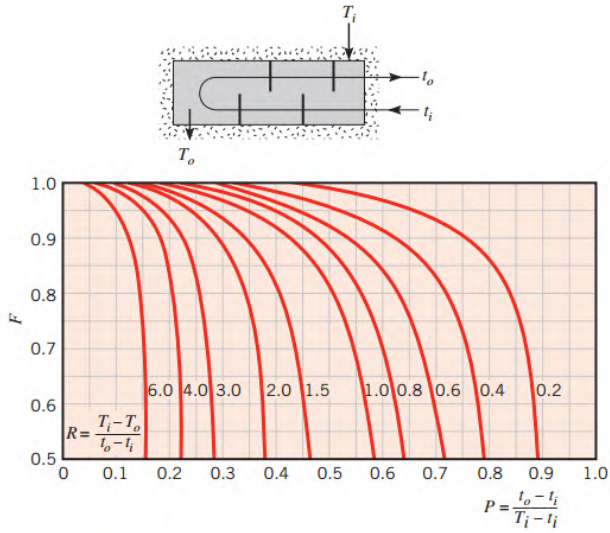


FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc., tube passes).

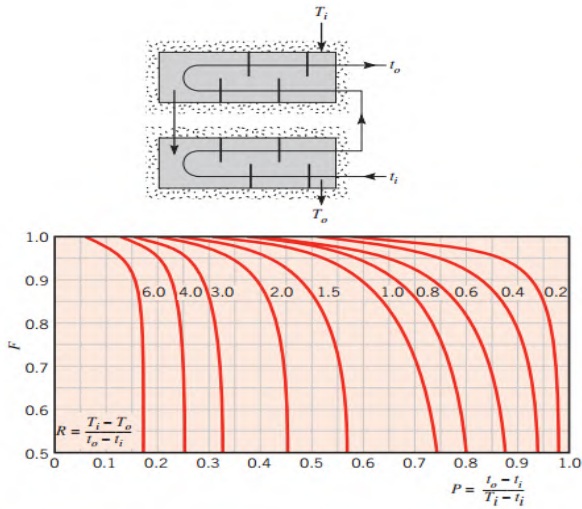


FIGURE 11S.2 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc., tube passes).

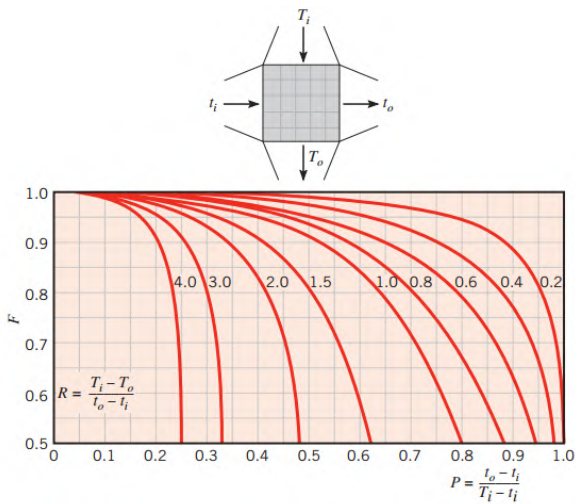


FIGURE 11S.3 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.

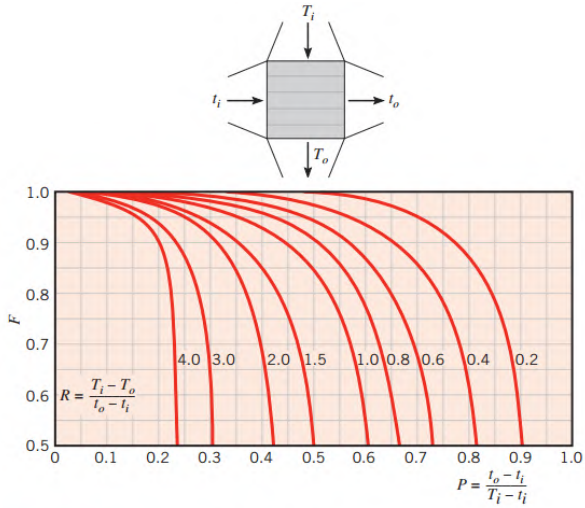


FIGURE 11S.4 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed.

lampiran 8

Tabel Heat Exchanger Effectiveness

TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
n shell passes ($2n, 4n, . . .$ tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-flow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} (\exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1) \right]$	(11.32)
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r(1 - \exp(-NTU))])$	(11.33a)
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{1 - \exp[-C_r(NTU)]\})$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari hasil dan penelitian yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Laju perpindahan panas total pada kondensor unit 4 dengan menggunakan material tube aluminium brass sebesar 29,449280 MW dan pada material tube titanium sebesar 28,530623 MW.
2. *Effectiveness* kondensor unit 4 pada zona desuperheating dan subcooling (material tube aluminium brass) dianggap tidak memiliki kenaikan yg signifikan dibandingkan dengan menggunakan material tube titanium, yakni sebesar 0,998018652 dan 0,9980193034, karena nilai NTU yg sama sama besar.
3. Semakin besar nilai konduktivitas termal material tube, maka laju perpindahan panasnya semakin besar pula.
4. Kondensor dengan material tube aluminium brass mempunyai laju perpindahan panas yang tinggi tetapi lebih rentan mengalami kebocoran. Sedangkan pada material tube titanium mempunyai laju perpindahan panas sedikit dibawah material aluminium brass tetapi tahan korosi air laut sehingga jarang terjadi kebocoran.

5.2. Saran

Pada perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor di PLTU Unit IV ini belum sepenuhnya sempurna. Hal ini dikarenakan masih banyak parameter-parameter yang tidak diikutkan dalam perhitungan, seperti *factor plugging*, *pressure drop* dan yang lainnya. Selain itu keterbatasan data yang diperoleh dari operasi PLTU, sehingga membuat data yang dianalisis menggunakan asumsi-asumsi tertentu, seperti pada kapasitas aliran air pendingin, luasan tiap zona perpindahan panas dan faktor koreksi yang mempengaruhi laju perpindahan panas. Sehingga menyebabkan berkurangnya keakuratan data.

Semoga pada penelitian kondensor unit IV selanjutnya mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu dijadikan referensi kepada peneliti lain untuk meneliti performa kondensor, serta memberikan manfaat kepada pihak PLTU Unit IV, PT. PJB UP Gresik.

DAFTAR PUSTAKA

1. **Cengel, A. Yunus and J. Ghajar, Afshin.**” *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*”, fifth edition
2. **Fox, Robert W., McDonald, Alan T., dan Pritchard, Philip J. 2004.** “*Introduction to Fluid Mechanics*”.8th edition,Danvers : John Wiley & Sons, Inc.
3. **Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. 2011.** “*Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*”. Singapore : John Wiley & Sons, Inc.
4. **Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. 2011.** “*Introduction To Heat Transfer sixth*”. Canada : John Wiley & Sons, Inc.
5. **J. Moran, Michael and Saphiro, Howard. 2006.** “*Fundamental of Engineering Thermodynamics*”, 5th edition, New York : John Willey & Sons, Inc.
6. **PT. PJB UP GRESIK.** ”*Thermal Calculation Sheet Determination For Condensor Surface Area*”.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di kota Ponorogo, Jawa Timur pada tanggal 19 Oktober 1994, dari pasangan bapak Nurhendratmoko dan Ibu Naniek Rujjati. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Pendidikan yang pernah ditempuh adalah SD Muhammadiyah 1 Ponorogo, SMPN 1 Ponorogo, dan SMAN 1 Ponorogo.

Pada tahun 2013 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya.

Di Program Studi D3 Teknik Mesin, penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir dibidang yang sama.

Selama kuliah, penulis aktif dalam berorganisasi dan berkegiatan, diantaranya staff Hubungan Luar Badan Eksekutif Mahasiswa Institut Teknologi Sepuluh Nopember 2014/2015, staff Hubungan Luar Himpunan Mahaiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS periode 2014/2015, Kepala Departemen di Departemen Hubungan Mahasiswa Himpunan Mahaiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS periode 2015/2016. Selain itu penulis juga berkegiatan di event-event ITS seperti, ITS EXPO, GERIGI ITS, dan beberapa lagi. Untuk informasi tentang penulis, dapat melalui email okybaga@gmail.com.