



TUGAS AKHIR - TM 091486

***RECOVERY DERATING DENGAN REDESIGN
KONDENSOR BERDASARKAN ANALISA
TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS
(Studi Kasus di PLTU Unit IV PT.PJB UP
Gresik)***

BAGUS WAHYU HADI ATMAJA
NRP 2109 100 057

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 091486

***DERATING RECOVERY WITH REDESIGN
CONDENSER BASED ON THERMODYNAMICS
AND HEAT TRANSFER ANALYSIS
(Case Study of PLTU Unit IV PT.PJB UP
Gresik)***

BAGUS WAHYU HADI ATMAJA
NRP 2109 100 057

Supervisor
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

*Mechanical Engineering Departement
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014*

**RECOVERY DERATING DENGAN REDESIGN
KONDENSOR BERDASARKAN ANALISA
TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS
(Studi Kasus di PLTU Unit IV PT.PJB UP GRESIK)**

Nama Mahasiswa : Bagus Wahyu Hadi Atmaja
NRP : 2109 100 057
Jurusan : Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri
Institut : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRAK

Kondensor merupakan salah satu jenis heat exchanger yang berfungsi mengkondensasikan fluida. Jenis kondensor yang digunakan pada PLTU Unit IV PT.PJB UP Gresik adalah “surface condenser” dengan tipe shell and tube, pada sisi shell mengalir fluida panas berupa steam dan pada sisi tube mengalir fluida dingin yaitu air laut. PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik memiliki kapasitas 200 MW dengan tekanan vakum pada kondensor 695 mmHg, namun pada operasional terjadi penurunan tekanan vakum menjadi 692 mmHg sehingga menyebabkan penurunan kapasitas menjadi 185 MW. Untuk mengatasi masalah tersebut diperlukan analisa mengenai kemampuan kondensor pada pembebanan 200 MW. Apabila kecepatan didalam tube melebihi batas kecepatan maksimum yaitu 2 m/s, maka diperlukan langkah redesign sehingga kondensor tersebut dapat beroperasi pada pembebanan 200 MW.

Data-data yang diperlukan dalam proses redesign diperoleh dari data design kondensor sebagai data acuan performa kondensor sesuai design, serta data operasional

sebagai data performa kondensor saat ini yang selanjutnya digunakan sebagai data untuk proses redesign dengan batasan space yang ada sekarang yaitu dengan panjang tube 8.909 m dan diameter shell 6.750 m. Tahapan redesign akan dilakukan yaitu dengan inputan besarnya laju perpindahan panas yang diperlukan untuk pembebanan 200MW dengan kondisi tekanan vacuum yang mengalami penurunan, serta diameter tube yang diperoleh dari Tubular Exchanger Manufacturers Associations (TEMA). Kemudian dilakukan perancangan kondensor dengan ΔT_{LMTD} . Setelah itu, dilakukan variasi fouling dan plugging untuk mengetahui performa kondensor yang baru.

Hasil yang didapatkan pada penelitian ini yaitu berupa dimensi kondensor dengan diameter luar tube 0.01905 m, diameter dalam tube 0.01727 m, dengan susunan tube staggered dan jumlah tube 14964 buah dengan panjang tube 8.138 m. Pressure drop yang terjadi pada sisi tube sebesar 7909.95 Pa dan pada sisi shell sebesar 1709.206 Pa. Jika terjadi kenaikan plugging 5% akan menaikkan kecepatan aliran fluida pendingin sebesar 0.057 m/s serta menurunkan effectiveness sebesar 2.66% dan luas perpindahan panas sebesar $0.229511m^2$. Begitu juga apabila terjadi kenaikan fouling 5% akan menaikkan kecepatan aliran fluida pendingin sebesar 0.11 m/s serta menurunkan effectiveness sebesar 5.93% dan overall heat transfer coefficient sebesar 0.092412 W/m.K.

Kata kunci : Derating, Kondensor, Redesign, Plugging, Fouling

**DERATING RECOVERY WITH REDESIGN CONDENSER
BASED ON THERMODYNAMICS AND HEAT TRANSFER
ANALYSIS**

(Case Study of PLTU Unit IV PT.PJB UP Gresik)

Name : Bagus Wahyu Hadi Atmaja
NRP : 2109 100 057
Department : Mechanical Engineering, Faculty of
Industrial Technology
Institute : Sepuluh Nopember Institute of
Technology
Supervisor : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRACT

The function of condenser as one of heat exchanger type is for fluid condensing. The type of condenser used in power plant unit IV PT.PJB UP Gresik is a surface condenser shell and tube type, steam as hot fluid flows in the shell side, while seawater as cold fluid flows in the tube side. Power Plant Unit IV PT. PJB UP Gresik has a capacity of design 200 MW with a vacuum pressure of 695 mmHg at the condenser. However, in the current operating period, the power plant unit IV occur derating due to a decrease in vacuum pressure in the condenser becomes 692 mmHg, so that can only operate at load 185 MW. To overcome this problem required an analysis of the ability of the condenser when the load is 200 MW. If the speed limit within the tube exceeds the maximum speed (2 m / s), then required the redesign step of the condenser so the condenser can operate at a load of 200 MW.

The data required in the redesign process is obtained from the condenser design as condenser performance data reference as the original design, while the current operational and performance data of condenser is used for redesign process with limited space for inside diameter shell 6.750 m and tube length 8.909 m . The redesign step starting from inputting heat transfer

rate value that required for 200 MW loading with the decreased vacuum conditions, and the diameter of the tube is obtained from the Tubular Exchanger Manufacturers Associations (TEMA). Then do the redesign process with ΔT_{LMTD} . After that, vary the fouling and plugging values to compare the recent condenser performance to the amount of fouling and plugging.

The results obtained from this study is a dimension of the condenser tube, it consist of an outer diameter of 0.01905 m, the inside diameter of the tube 0.01727 m, tube layout staggered and the total of the tube are 14964 with tube length 8,138 m. Pressure drop that occurs in the tube side is 7909.95 Pa and on the shell side is 1709,206 Pa. When there is an increase of 5% in plugging then the velocity cooling water will increase 0.057 m/s and the effectiveness will decrease 2.66%, the heat transfer area will decrease 0.229511m². Beside that with an increase of 5% in fouling then the velocity cooling water will increase 0.11 m/s and the effectiveness will decrease 5.93%, overall heat transfer coefficient will decrease 0.092412 W/m.K.

Keywords: Derating, Kondensor, Redesign, Plugging, Fouling

**RECOVERY DERATING DENGAN REDESIGN
KONDENSOR BERDASARKAN ANALISA
TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS
(STUDI KASUS DI PLTU UNIT IV PT.PJB UP GRESIK)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada
Jurusan S-1 Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh November

Oleh :

Bagus Wahyu Hadi Atmaja
NRP. 2109 100 057

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc
(NIP . 196604021989031002)(Pembimbing)
2. Ir.Sudjud Darsopuspito,MT
(NIP . 194908291976031002)(Penguji I)
3. Dr.Bambang Arip Dwiyantoro,ST.M.Eng
(NIP . 197804012002121001)(Penguji II)
4. Dr.Vivien Suphandani, ST. M.Eng
(NIP . 198105292003122001)(Penguji III)

**SURABAYA,
Januari 2014**

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr.Wb

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah SWT karena hanya dengan rahmat, petunjuk dan kasih-Nya akhirnya penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul:

RECOVERY DERATING DENGAN REDESIGN
KONDENSOR BERDASARKAN ANALISA
TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS

yang merupakan salah satu syarat kelulusan pada Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberi suatu manfaat, meskipun masih banyak kekurangan dalam kualitas penelitian tugas akhir ini. Dan akhirnya penulis ingin berterima kasih kepada orang-orang di sekitar penulis ikut terlibat dalam penulisan tugas akhir ini. Secara khusus penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Dr.Ir.Atok Setiyawan M.Eng,Sc sebagai dosen pembimbing yang senantiasa mengajarkan pola pikir yang baik sehingga tugas akhir ini bisa meaningful.
2. Drs.H.Satuki M.Si sebagai ayah yang selalu meingatkan untuk berikhtiar semaksimal mungkin, serta menyerahkan hasil akhir pada Yang Maha Kuasa.
3. Dra.Hj Sri Hartati sebagai ibu yang selalu memberikan kasih sayang dan perhatian serta selalu sabar dalam mendidik dan membesarkan penulis.
4. Ir.Sudjud Darsopuspito MT, Dr.Bambang Arip Dwiyantoro,ST.M.Eng, Dr.Vivien Suphandani, ST. M.Eng, Dr.Wawan Aries Widodo, ST. MT selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu untuk menguji Tugas Akhir ini, atas segala saran dan kritik yang membangun untuk penyempurnaan tugas akhir ini.

5. Prof.Dr.Ir Sutardi M.Eng selaku dosen wali yang selalu mengarahkan dan membimbing dalam menyelesaikan pendidikan S1 Teknik Mesin ITS.
6. Slamet Hariyadi,Senna Septiawan sebagai partner dalam tugas akhir yang merupakan orang paling santai dan orang paling labil, atas bantuan dan dukungannya selama ini.
7. Laskar Perpan Uza, Colbud, Ipink, Bakor, Satya, Botel, Midoen, Izha, Devia, Annis, Danan, Subai, kekeluargaan dan canda tawa, kegilaan khas lab.perpan akan selalu terkenang sampai kapanpun.
8. Sheli, Luki, Viki, Ferio, Kikin, Mas Petruk, Mbak Anin, Mbak Vicca, Devia, Devy, Kepet, Dima, Mas Bowo, Mas Polo, Mas Shaolin atas segala bantuan,doa dan motivasinya selama ini.
9. Seluruh keluarga besar penulis atas segala bantuan,doa,motivasi, inspirasinya.
10. Keluarga Besar M52 semoga tali silaturahmi dan kekeluargaan akan selalu terhubung sampai akhir hayat, “keep embrace the brotherhood”.
11. Mbak Nana, Mas Debi, Rakha, Ranya, keceriaan dan kekeluargaan serta doanya selama ini.
12. Teman seperjuangan Kabinet Inspiratif BEM FTI ITS, terutamaNanang, Sofyan pershabatan dan kekeluargaan serta silaturahmi semoga akan terus terjalin.
13. Pak Subur,Pak Syarief, Pak Supartono dan segenap karyawan PT.PJB UP Gresik atas bantuannya dalam diskusi ataupun dalam pengambilan data.
14. Pak Lubi, Pak Yuke atas bimbingan dan pelajaran hidup serta pola pikir yang sangat bermanfaat.
15. Pak De Ambran atas doa, motivasi dan bantuannya selama ini.
16. Mas Erdien, Mbah No, Mbak Sri, Bu Sri, Pak Agus DM, atas bantuan dan kerja sama selama di Teknik Mesin ITS.

17. Nisy-yah Aghnia Operadini yang selalu sabar dalam mendengarkan keluh kesah serta mengingatkan untuk selalu berikiran positif dan yakin terhadap apa yang dikerjakan.
18. Seluruh SMRM, dosen, karyawan, dan seluruh civitas akademika atas segala bantuan, motivasi dan doanya.
19. Seluruh pihak yang membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini yang belum penulis sebutkan diatas.

Akhir kata penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih terdapat kekurangan yang dapat digunakan sebagai pertimbangan untuk penelitian selanjutnya. Penulis mengharapkan kritik dan saran untuk perbaikan di masa mendatang. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kita semua. Amien.

Wassalamualikum Wr.Wb

Surabaya, 3 Februari 2014

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	xii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR SIMBOL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Batasan masalah.....	4
1.4. Tujuan Penelitian	4
1.5. Manfaat Penelitian	4
1.6. Sistematika Penulisan	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1. Kondensor.....	7
2.2. Analisa termodinamika	8
2.3. Analisa <i>pressure drop</i>	10
2.4. Analisa perpindahan panas	12
2.4.1. Analisa Perpindahan Panas dengan Metode LMTD (<i>Log Mean Temperature Difference</i>)	12
2.4.2. <i>Overall heat transfer Coefficient</i>	18
2.4.3. Analisa <i>Fouling</i>	21
2.4.4. Analisa <i>Plugging</i>	23
2.5. Penelitian Terdahulu	25
BAB III METODOLOGI	33
3.1. Persiapan Awal	33
3.2. Pengambilan Data	33
3.3. Data – Data Pendukung	34
3.4. Diagram Alir	36

3.4.1.	Alur Perancangan Kondensor dengan Metode LMTD.....	36
3.4.2.	Flowchart Perhitungan	37
BAB IV	HASIL DAN PEMBAHASAN.....	45
3.5.	Analisa Termodinamika	45
3.6.	Analisa Perpindahan Panas Menggunakan ΔT_{LMTD}	46
3.7.	Analisa perpindahan panas Internal	47
3.7.1.	Koefisien konveksi sisi <i>tube</i>	47
3.7.2.	<i>Pressure drop sisi tube</i>	49
3.8.	Analisa perpindahan panas <i>external</i>	50
3.8.1.	Perhitungan inner diameter <i>shell</i>	50
3.8.2.	Koefisien konveksi.....	51
3.8.3.	<i>Overall heat transfer coefficient</i>	52
3.8.4.	<i>Pressure drop sisi shell</i>	54
3.9.	Analisa performa kondensor	61
3.9.1.	Analisa performa kondensor dengan variasi <i>plugging</i>	61
3.9.2.	Analisa performa kondensor dengan variasi <i>fouling</i>	68
3.10.	Perbandingan performa kondensor	76
BAB V	PENUTUP	77
4.1.	Kesimpulan	77
4.2.	Saran	78
DAFTAR	PUSTAKA.....	79
LAMPIRAN	A	81
LAMPIRAN	B.....	87
RIWAYAT	PENULIS.....	93

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Surface</i> kondensor	8
Gambar 2.2 Skema dan T-s diagram PLTU (Michael J Moran,2006).....	9
Gambar 2.3 Distribusi temperatur pada kondensor (Sadik kakac,2002)	13
Gambar 2.4 Grafik <i>correction factor</i> , F (Sadik kakac,2002)	14
Gambar 2.5 Aliran fluida melintasi (a) Staggered tube banks dan (b) Aligned tube banks (Frank Incropera,2007)	15
Gambar 2.6 Overall Heat Transfer tanpa <i>fouling</i> pada Satu <i>Tube</i> ...	18
Gambar 2.7 <i>Effectiveness of heat exchanger, shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. Tube passes)</i> (Frank Incropera, 2007).....	21
Gambar 2.8 <i>Fouling</i> pada tube	22
Gambar 2.9 <i>overall heat transfer coefficient</i> dengan adanya <i>fouling</i>	22
Gambar 2.10 <i>Plugging</i> pada tube kondensor.....	24
Gambar 2.11 Grafik perbandingan <i>Re tube</i> terhadap	26
Gambar 2.12 Grafik perbandingan pengaruh jumlah <i>baffle</i>	26
Gambar 2.13 Grafik perbandingan jumlah <i>plug</i>	28
Gambar 2.14 Grafik perbandingan jumlah <i>plugging</i>	30
Gambar 2.15 Grafik perbandingan jumlah <i>fouling</i>	30
Gambar 3.1 Skema dan susunan tube pada kondensor.....	35
Gambar 4.1 Distribusi Temperatur pada kondensor.....	47
Gambar 4.2 <i>Layout</i> susunan <i>tube</i>	50
Gambar 4.3 <i>Overall Heat Transfer</i> tanpa <i>fouling</i> pada Satu <i>Tube</i> ..	53
Gambar 4.4 <i>Layout tube</i> hasil <i>redesign</i>	59
Gambar 4.5 Grafik pengaruh <i>Plugging</i> terhadap koefisien.....	65
Gambar 4.6 Grafik pengaruh <i>plugging</i> terhadap.....	66
Gambar 4.7 Grafik pengaruh <i>plugging</i> terhadap NTU dan <i>effectiveness</i>	67
Gambar 4.8 Grafik pengaruh <i>Fouling</i> terhadap koefisien.....	72

Gambar 4.9 Grafik pengaruh <i>fouling</i> terhadap	74
Gambar 4.10 Grafik pengaruh <i>fouling</i> terhadap NTU dan effectiveness.....	75

DAFTAR SIMBOL

A	Luasan Perpindahan Panas, m ²
A _s	Luas Area Untuk Aliran <i>Cross flow</i> , m ²
A _w	Luas Area Pada <i>Baffle Window</i> , m ²
B _s	Baffle Spacing, m
C	Kapasitas Kalor, J/sK
C _p	Kalor Spesifik Fluida, J/KgK
Cr	Rasio Kapasitas Kalor
CL	Konstanta Layout <i>Tube</i>
CTP	Konstanta Jumlah <i>Tube Passes</i>
d _i	Diameter Dalam <i>Tube</i> , m
D _e	Diameter ekivalen, m
D _s	Diameter <i>shell</i>
d _o	Diameter Luar <i>Tube</i> , m
f	Koefisien Gesek
g	Konstanta Gravitasi, kg/s ²
G	Mass <i>Velocity</i> , kg/sm
h _g	Entalphi Pada Keadaan <i>Saturated Vapor</i> , J/kg
h _f	Entalphi Pada Keadaan <i>Saturated Liquid</i> , J/kg
h _{fg}	Kalor Laten, J/kg
h ^{*,fg}	Kalor Laten Koreksi, J/kg
h _i	Koefisien Konveksi Sisi <i>Tube</i> , W/m ² K
h _o	Koefisien Konveksi Sisi <i>Shell</i> , W/m ² K
ID	Diameter Dalam <i>Shell</i> , m
Ja	<i>Jacob Number</i>
k	Konduktifitas <i>Thermal</i> , W/mK
L	Panjang <i>Tube</i> , m
m _h	Laju Alir Massa <i>Steam</i> , kg/s
m _c	Laju Alir Massa <i>Sea Water</i> , kg/s
NTU	<i>Number Transfer Unit</i>
Nu	<i>Nusselt Number</i>
Nt	<i>Number Of Tube</i>
Nb	<i>Number Of Baffle</i>
Pr	<i>Prandlt Number</i>

PR	<i>Pitch Ratio</i>
PT, PL	<i>Dimensionless Longitudinal And Transverse Pitch Of Tube Bank</i>
q	Laju Perpindahan Panas, J/s
Re	Reynolds Number
R _f	Tahanan Pengotor Akibat <i>Fouling</i>
SL	Jarak Longitudinal Antar <i>Tube</i> , m
ST	Jarak Transversal Antar <i>Tube</i> , m
SD	Jarak Diagonal Antar <i>Tube</i> , m
T	Temperature Fluida
T _{co}	Temperatur sea water out, K
T _{ci}	Temperatur sea water in, K
T _{hi}	Temperatur <i>hot in</i> , K
T _{ho}	Temperatur <i>hot out</i> , K
T _{sat}	Temperature Saturasi Di Sisi <i>Shell</i>
U	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> , W/m ² K
V	Kecepatan Fluida, m/s
μ	<i>Viscosity Dinamik</i> , Ns/m ²
ρ	Density Fluida, Kg/m ³
ρ _l	Density Pada Kondisi Cair Jenuh, Kg/m ³
ρ _v	Density Pada Kondisi Uap Jenuh, Kg/m ³
ε	Effectiveness
ΔP	Pressure Drop Total, Pa
ΔT	Perbedaan Temperatur, K

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan HPH awal dan baru.....	27
Tabel 2.2 Perbandingan desain awal dan baru (Tri Vicca,2012)....	29
Tabel 3.1 Perbandingan data commisioning,aktual dan parameter <i>design</i>	34
Tabel 4.1 Hasil perhitungan data aktual dan estimasi	45
Tabel 4.2 Data input <i>redesign</i> kondensor.....	46
Tabel 4.3 Perbandingan hasil perhitungan dengan diameter pada TEMA.....	56
Tabel 4.4 Perbandingan design awal dan hasil <i>redesign</i>	57
Tabel 4.5 Hasil perhitungan performa kondensor dengan variasi <i>plugging</i>	65
Tabel 4.6 Hasil perhitungan perrforma kondensor dengan variasi <i>fouling</i>	72
Tabel 4.7 Perbandingan properties hasil design, 10% <i>plugging</i> dan 10% <i>fouling</i>	76

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

PT. PJB merupakan salah satu perusahaan milik negara yang bergerak di bidang energi listrik. PT.PJB memiliki peranan penting untuk menyuplai listrik di Jawa, Madura dan Bali. PT. PJB memiliki beberapa pembangkit listrik yang tersebar di pulau Jawa dan Bali. Beberapa unit pembangkitan yang dimiliki PT. PJB yaitu terdapat di Paiton, Muara Karang, Muara Tawar, Cirata dan Brantas serta Gresik. Salah satu stasiun pembangkitan yang dimiliki adalah PT PJB adalah stasiun Unit Pembangkitan Gresik (UP Gresik). PT.PJB UP Gresik memiliki beberapa sistem pembangkit tenaga diantaranya Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG), Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap (PLTGU). Kapasitas maksimal PT.PJB UP Gresik mencapai 2.255 MW.

Salah satu pembangkit listrik yang ada di PT. PJB UP Gresik adalah pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) Unit IV dengan kapasitas 200 MW. Dalam proses produksi listrik PLTU memiliki salah satu komponen utama yaitu kondensator. Kondensator merupakan salah satu jenis *heat exchanger* yang berfungsi mengkondensasikan fluida. Pada sistem tenaga uap, fungsi utama kondensator adalah untuk mengubah *steam* menjadi cairan (kondensat) melalui proses kondensasi, sehingga kondensat dapat dipompakan kembali ke *boiler*. Kondensator yang digunakan pada PLTU Unit IV adalah jenis *surface* kondensator yang merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Pada kondensator tipe *surface* kondensator tidak terjadi kontak langsung antara fluida panas dan fluida dingin. Uap sebagai fluida panas yang berasal dari turbin mengalir di luar pipa-pipa (*shell*) sedangkan air pendingin sebagai fluida dingin mengalir melalui bagian dalam pipa (*tube*). Fluida dingin berasal dari air laut yang telah mengalami perbersihan dari kotoran dan biota laut yang ada. Sebelum masuk kondensator air

laut mengalami beberapa pembersihan. Pembersihan yang pertama dari *screen* kasar dan *screen* halus untuk menyaring sampah besar dan sampah yang kecil. Pembersihan yang kedua yaitu pemberian *chlorin* untuk membunuh biota-biota laut agar tidak masuk kondensor. Apabila memasuki kondensor biota laut akan menyumbat di bagian *tube*, sehingga akan menurunkan laju perpindahan panas.

Pada kondensor terdapat beberapa *maintenance* yang dilakukan untuk menjaga performa kondensor tetap baik. *Maintenance* yang dilakukan berupa *ball cleaning*, *backwash* dan *ferrous injection*. *Ball cleaning* dengan melepas bola-bola *sponge* untuk membersihkan *tube* dari kerak, yang dilakukan seminggu sekali. *Backwash* dilakukan dengan membalik arah aliran agar sampah yang ada pada *tube* kondensor bisa keluar. Apabila terdapat bola-bola *sponge* yang terjebak didalam *tube*, biasanya bola-bola tersebut akan keluar melalui proses *backwash*. Proses *backwash* dilakukan setiap hari pada pagi hari. Untuk *Ferrous injection* dilakukan dengan memberikan cairan *ferrous* secara terus menerus untuk melapisi dinding *tube* yang terkikis oleh aliran air laut.

PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik memiliki kapasitas 200 MW dengan desain tekanan *vacuum* pada kondensor sebesar 695 mmHg. Namun, dalam masa operasional saat ini, PLTU unit IV mengalami *derating* akibat adanya penurunan tekanan *vacuum* pada kondensor menjadi 692 mmHg, sehingga hanya dapat beroperasi pada beban 185 MW. Beberapa hal yang mempengaruhi turunnya nilai vakum kondensor yang menyebabkan *derating* yaitu:

- 1 Adanya *fouling* pada *tube* kondensor yang memperkecil diameter *tube*. *Fouling* dapat disebabkan oleh adanya biota laut dan sampah yang terbawa air laut. *Fouling* dapat diidentifikasi dari hasil *ball cleaning* yang menunjukkan dari 500 bola yang dilepas rata-rata kehilangan bola mencapai 85 buah. Bola-bola tersebut

- tidak bisa melewati *tube* dikarenakan diameter *tube* yang mengecil karena *fouling*.
- 2 Adanya kebocoran *tube* yang menyebabkan bercampurnya uap dan air pendingin. Kebocoran *tube* dapat diakibatkan oleh dinding *tube* yang semakin tipis karena terkikis aliran air laut. Untuk mengatasi hal tersebut, dilakukan *plugging* sehingga *tube* tidak dapat dialiri air laut dan akan memperkecil luasan perpindahan panas yang terjadi.
 - 3 Adanya kenaikan temperatur air laut yang disebabkan adanya *global warming* sehingga suhu permukaan bumi semakin lama semakin tinggi.

1.2. Perumusan Masalah

Dengan adanya penurunan kapasitas pembebanan pada PLTU Unit IV yang disebabkan karena penurunan tekanan *vacuum* pada kondensor, maka diperlukan analisa mengenai tekanan *vacuum* maksimal yang bisa dicapai pada berbagai pembebanan sesuai data operasional. Setelah itu, dapat diketahui kebutuhan laju alir massa steam dan laju alir massa *sea water* yang dibutuhkan pada masing-masing pembebanan. Kemudian, dapat dilakukan estimasi kebutuhan laju alir massa steam dan laju alir massa *sea water* yang dibutuhkan apabila pembangkit dipaksa untuk mencapai 200 MW. Sehingga dapat diketahui kecepatan dari *sea water* yang melewati *tube*, apabila kecepatan yang melewati *tube* melebihi batas maksimal sebesar 2 m/s maka akan diperlukan langkah *redesign* dari kondensor. Selanjutnya, dilakukan analisa pengaruh *plugging* dan *fouling* terhadap performa hasil *redesign* kondensor. Sehingga dapat ditentukan jumlah *plugging* dan *fouling* yang diijinkan pada kondensor.

1.3. Batasan masalah

Beberapa batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

1. Analisa berdasarkan data operasinal di PT.PJB UP Gresik
2. Kondisi operasi diasumsikan *steady state*
3. Perpindahan panas yang terjadi secara konduksi dan konveksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi
4. Kehilangan panas ke lingkungan di anggap tidak ada

1.4. Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan perumusan masalah maka dapat diambil tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Untuk mendapatkan desain kondensor baru pada PLTU unit IV PT PJB UP Gresik yang mampu beroperasi pada pembebanan 200 MW.
2. Untuk mengetahui pengaruh *plugging* dan *fouling* terhadap performa kondensor dengan desain yang baru pada PLTU unit IV PT PJB UP Gresik.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah:

1. Mendapatkan design kondensor yang mampu pada pembebanan 200 MW, sehingga hasil penelitian ini dapat dijadikan sebagai referensi bagi pihak PT. PJB UP Gresik dalam mengoperasikan PLTU Unit IV.
2. Menambah pengetahuan dan pengalaman dalam mendesain kondensor dengan menggunakan pendekatan termodinamika dan perpindahan panas.

1.6. Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan laporan ini adalah sebagai berikut:

- **BAB I PENDAHULUAN**
Bab ini berisi uraian singkat mengenai latar belakang, permasalahan, tujuan, serta batasan yang digunakan dalam penelitian..
- **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**
Dalam bab ini dijelaskan mengenai penelitian-penelitian terdahulu, serta dasar teori yang menyangkut desain *heat exchanger* khususnya kondensor.
- **BAB III METODE PENELITIAN**
Bab ini berisi tentang prosedur penelitian, yang berupa tahap-tahap dalam penelitian ini , serta flowchart penelitian dan perhitungan.
- **BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**
Dalam bab ini perhitungan dalam perancangan kondensor dan perhitungan performa kondensor yang baru.
- **BAB III KESIMPULAN**
Bab ini berisi tentang hasil akhir perancangan dan performa kondensor yang baru, serta saran untuk penelitian selanjutnya mengenai kondensor.

Halaman ini sengaja dikosongkan

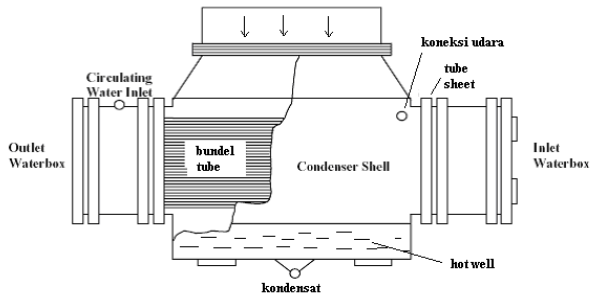
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini akan dibahas mengenai tinjauan pustaka dari tugas akhir. Bab ini berisi dasar teori yang mendukung tugas akhir sehingga ada dasar teori yang cukup kuat sebagai pendukung pelaksanaan tugas akhir.

2.1. Kondensor

Kondensor merupakan salah satu komponen utama dalam Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Kondensor berfungsi untuk melepaskan kalor dari uap panas yang mempunyai temperatur tinggi ke medium pendinginnya. Untuk mencairkan uap panas yang mempunyai temperatur dan tekanan tinggi diperlukan usaha untuk melepaskan kalor dengan jalan mendinginkan uap panas tersebut. Adapun medium pendinginnya dapat berupa udara, air, ataupun keduanya udara dan air. Proses tersebut disebut kondensasi dan cairan kondensasi disebut kondensat. Kondensat akan di gunakan kembali pada *feedwater heater* dan *boiler*. Pada pembangkit listrik yang berkapasitas besar biasanya terdapat tiga tingkatan turbin yaitu *high, intermediate, low pressure*. Dalam proses kondensasi uap, tekanan didalam kondensor di buat vakum untuk mempermudah kondensasi uap. Jenis kondensor yang digunakan pada PLTU Unit IV PJB UP Gresik yaitu *Surface Kondensor*.

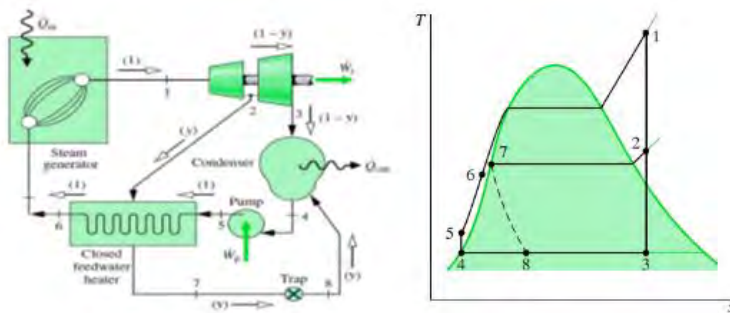


Gambar 2.1 *Surface kondensor*

Kondensor permukaan (*surface kondensor*) adalah kondensor yang paling banyak digunakan dalam instalasi pembangkit listrik seperti yang terdapat pada Gambar 2.1. Alat ini biasanya berupa penukar kalor selongsong dan tabung, dimana mekanisme perpindahan kalornya terutama adalah pengembunan uap jenuh diluar tabung yang disebut kondensasi dan pemanasan konveksi paksa pada sirkulasi didalam tabung. Kondensor permukaan biasanya berupa *shell and tube*, dengan fluida panas berupa *steam* berasal dari keluaran *Low Pressure Turbine* sedangkan fluida dingin berupa air laut. Cairan hasil kondensasi dinamakan kondensat dimana kondensat hasil kondensasi akan ditampung dibawah kondensor yang dinamakan *hot well*. Kemudian kondensat akan dipompa menuju *feedwater heater*.

2.2. Analisa termodinamika

Pada instalasi pembangkit tenaga uap, komponen-komponen utama dapat disederhanakan seperti pada siklus rankine berikut ini pada Gambar 2.2 yang merupakan suatu siklus termodinamika yang menggambarkan terjadinya konversi energi pada sistem PLTU.



Gambar 2.2 skema dan T-s diagram PLTU (Michael J Moran,2006)

Komponen utama dari PLTU terdapat *boiler*, turbin, kondensor, pompa dan *feedwater heater*. Prinsip kerja dari PLTU merubah energi kinetik uap untuk menggerakkan turbin. Uap panas yang berasal dari *boiler* akan masuk ke turbin. Di turbin uap mengalami ekspansi untuk menurunkan tekanannya. Poros dari turbin dihubungkan ke generator listrik, sehingga menghasilkan energi listrik. Setelah dari turbin uap dicerat menjadi dua menuju *feedwater heater* dan kondensor. Pada kondensor terjadi proses kondensasi pada kondisi tekanan *vacuum*, sehingga uap berubah fase menjadi cair (kondensat). Fluida pendingin pada kondensor biasanya berupa air laut. Setelah itu, kondensat akan di pompa menuju *feedwater heater* dan *boiler*, kemudian dilakukan pemanasan lagi di *boiler*. Didalam *boiler*, kondensat mengalami pemanasan dari hasil pembakaran bahan bakar. Pada saat pembakaran bahan bakar terjadi perpindahan kalor dari gas panas hasil pembakaran bahan bakar ke fluida kerja yang melalui pipa dan tabung.

Dari komponen-komponen utama yang ada dalam sistem PLTU, yang akan di analisis adalah kondensor. Pada sisi *shell* mengalir fluida panas (*steam*) dari *Low Pressure Turbine* dan *sea water* mengalir di sisi *tube* untuk menyerap panas dari fluida panas. Maka, akan didapatkan keseimbangan energi yang terjadi pada kondensor yaitu sebagai berikut :

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

$$\dot{m}_h (h_{fg} - h_f) = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad \dots(2.1)$$

Dimana:

- \dot{m}_h = Laju alir massa *steam* (kg/s)
- \dot{m}_c = Laju alir massa *sea water* (kg/s)
- h_{fg} = entalpi masuk kondensor (kJ/kg)
- h_f = entalpi keluar kondensor (kJ/kg)
- C_p = kalor spesifik (J/kg.K)
- T_{co} = temperatur keluar *sea water* (K)
- T_{ci} = temperatur masuk *sea water* (K)

2.3. Analisa *pressure drop*

Analisa *pressure drop* yang terjadi dapat dianalisa pada bagian sisi *shell* dan sisi *tube*.

a. *Pressure drop pada sisi shell*

Kondensor merupakan suatu daerah terjadinya perubahan fase suatu fluida. Ketika uap murni dalam kondisi jenuh atau campuran, bersentuhan dengan permukaan dingin dari *tube* maka uap itu akan terkondensasi dan dapat membentuk butiran-butiran cairan pada permukaan *tube*. Butiran-butiran ini tidak memiliki daya tarik terhadap permukaan *tube* sehingga butiran-butiran ini akan jatuh meninggalkan *tube* yang kemudian digantikan dengan butiran-butiran baru. Mekanisme kondensasi seperti ini disebut *dropwise condensation*. Namun, biasanya lapisan film yang terbentuk dan kemudian melapisi *tube* dapat menyebabkan tambahan uap selanjutnya akan membentuk *liquid film*. Mekanisme seperti ini yang disebut *filmwise condensation*. Kedua mekanisme tersebut sangat berbeda dan tidak tergantung terhadap jumlah uap kondensasi per luasan permukaan. *Dropwise condensation* memiliki koefisien perpindahan panas empat sampai delapan kali dari *filmwise condensation* karena adanya tahanan film kondensat yang menghambat terjadinya perpindahan

panas. Dengan kondisi seperti itu, untuk menghitung nilai penurunan tekanannya menggunakan rumus :

$$\Delta P = \frac{G_s D_s}{D_{e s}} \dots (2.2)$$

Dimana:

G_s = mass velocity ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)

$G_s = (-)$ dimana $A_s = \frac{B \times ID_{shell} \times (St - Do)}{St}$

A_s = luas minimum *cross flow* (m^2)

B = *baffle spacing* (m)

D_s = *inner diameter shell* (m)

D_e = diameter ekivalen (m)

Nb = *number of baffle*

= massa jenis fluida (kg/m^3)

f = koefisien gesek yang dapat dicari dari grafik dengan berdasarkan Re

s = *viscosity correction factor*

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

μ_b = *viscosity* pada bulk fluida (N.s/m)

μ_w = *viscosity* pada temperatur dinding (N.s/m)

b. Pressure drop pada sisi tube

Pressure drop yang terjadi didalam *tube* terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. *Major losses* terjadi akibat adanya gesekan didalam *tube* sedangkan *minor losses* terjadi akibat adanya perubahan arah aliran didalam *tube* (aliran *multipass*) dan adanya perubahan luasan (*sudden expansion* dan *sudden contraction*).

Pressure drop major dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$\Delta P_{mayor} = f \frac{\rho \bar{v}}{2} \dots (2.3)$$

Sedangkan *pressure drop minor* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\Delta P_{minor} = k \frac{\rho \bar{v}}{\dots} \quad \dots (2.4)$$

Sehingga *pressure drop* total yang terjadi adalah

$$\Delta P_{total} = \left(- \right) \frac{\rho \bar{v}}{\dots} \quad \dots (2.5)$$

Dimana:

- ΔP_{mayor} = *pressure drop* mayor (Pa)
- ΔP_{minor} = *pressure drop* minor (Pa)
- ΔP_{total} = *pressure drop* total (Pa)
- f = koefisien gesek (dicari dengan menggunakan *moody diagram*)
- L = panjang penukar panas (m)
- \bar{v} = kecepatan rata-rata aliran dalam *tube* (m/s)
- = massa jenis fluida (kg/m^3)
- k = *loss coefficient*
- d_i = diameter dalam *tube* (m)

2.4. Analisa perpindahan panas

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

Untuk merancang suatu *heat exchanger* dan untuk mengetahui total area permukaan yang dikenai panas maka perlu ditentukan besarnya temperatur fluida masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total dan data – data lain yang mendukung. Pada kondensor tidak terjadi perubahan temperatur pada fluida panas, perubahan temperatur hanya terjadi pada fluida dingin seperti yang terlihat pada Gambar 2.3. Data – data tersebut dapat dicari dengan menggunakan keseimbangan energi antara fluida panas dan fluida dingin dengan

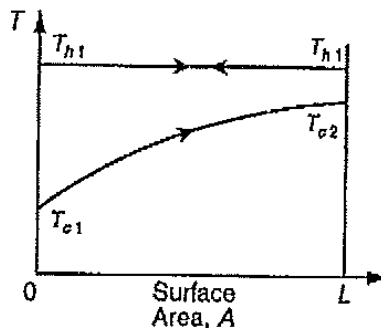
mengabaikan perpindahan panas yang terjadi ke lingkungan, perubahan energi kinetik dan potensial dan fluida dianggap *steady flow* sehingga didapatkan persamaan :

$$Q = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad \dots\dots(2.6)$$

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LMTD} \quad \dots\dots(2.7)$$

Dimana :

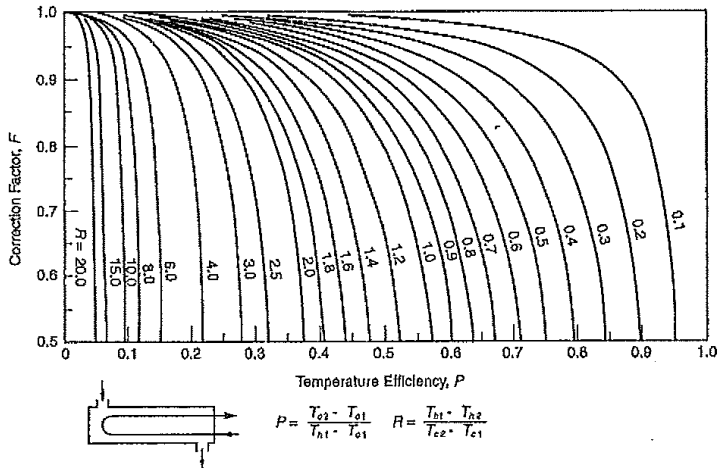
- Q = laju perpindahan panas (J/s)
- \dot{m}_c = laju alir massa *sea water* (kg/s)
- c_p = kalor spesifik (J/kg.K)
- T_{co} = temperatur keluar *sea water* (K)
- T_{ci} = temperatur masuk *sea water* (K)
- U = *overall heat transfer coefficient* (W/m².K)
- A = luas perpindahan panas (m²)
- F = faktor koreksi



Gambar 2.3 Distribusi temperatur pada kondensor (Sadik kakac,2002)

Dari Gambar 2.3 didapatkan ΔT_{LMTD} sebagai berikut:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_h - T_{ci}) - (T_h - T_{co})}{\ln \frac{(T_h - T_{ci})}{(T_h - T_{co})}} \quad \dots\dots(2.8)$$



Gambar 2.4 Grafik *correction factor, F* (Sadik kakac,2002)

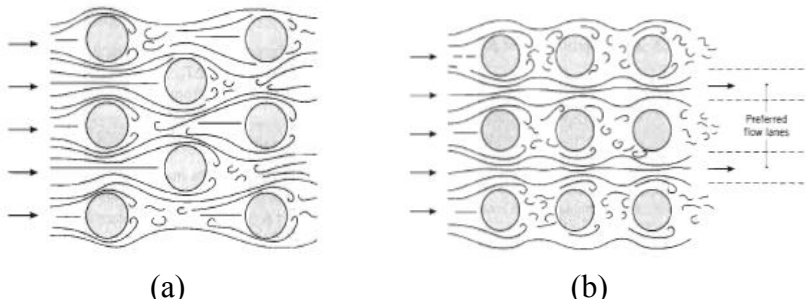
Sedangkan nilai F merupakan nilai faktor koreksi terhadap ΔT_{LMTD} akibat jumlah *tube passes* pada sisi *shell*. F merupakan fungsi dari temperatur kedua fluida. Dengan menghitung variabel P dan R , maka akan didapat nilai F dari grafik *LMTD correction factor* pada Gambar 2.4. *Properties* fluida dapat dicari dengan mengetahui temperatur fluida sehingga laju perpindahan panas dapat dihitung. Setelah didapatkan koefisien perpindahan panas, ΔT_{LMTD} dan nilai F , luas permukaan yang dikenai panas dapat diperoleh.

Dalam menganalisa suatu *heat exchanger* ada dua jenis perpindahan panas utama yang terjadi. Yaitu perpindahan panas akibat aliran fluida di luar pipa dan perpindahan panas akibat aliran fluida di dalam pipa.

a. Perpindahan panas akibat aliran fluida di luar pipa

Perpindahan panas yang terjadi diluar pipa dari *shell and tube heat exchanger* dianalisa berdasarkan analisa perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Besarnya koefisien perpindahan panas secara

konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran dan jumlah baris *tube*. Tingkat turbulensi aliran dapat ditingkatkan dengan mengatur susunan *tube*. Ada dua jenis susunan *tube* yang biasa digunakan pada perancangan *heat exchanger* yaitu susunan *aligned* dan susunan *staggered* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 sebagai berikut.



Gambar 2.5 Aliran fluida melintasi (a) Staggered tube banks dan (b) Aligned tube banks (Frank Incropera,2007)

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* pada sisi shell didapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$h_o = 0,729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{N_L \mu_f (T_{sat} - T_s) d_{o,tube}} \right]^{0.25} \quad \dots(2.9)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68Ja) \quad \dots(2.10)$$

Dimana:

h_o = koefisien konveksi pada sisi luar *tube* (W/m²K)

g = percepatan gravitasi = 9,81 m/s²

N_L = jumlah *tube* secara horisontal

ρ_l = massa jenis fluida saat kondisi *liquid* (kg/m³)

ρ_v = massa jenis fluida saat kondisi *vapour* (kg/m³)

- k_l = konduktivitas termal fluida didalam *tube* (W/mK)
 $d_{o\ tube}$ = diameter luar *tube* (m)
 h'_{fg} = kalor laten koreksi (kJ/kg)
 h_{fg} = kalor laten (kJ/kg)
 Ja = *Jacob number*

Jacob number dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$Ja = c_p \left(\frac{T_s - T_{sat}}{h_{fg}} \right) \quad \dots(2.11)$$

- c_p = kalor spesifik (J/kgK)
 T_s = temperatur permukaan *tube* (K)
 T_{sat} = temperatur saturasi di sisi shell (K)

b. Perpindahan panas akibat aliran fluida didalam pipa

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir didalam pipa termasuk pada aliran *internal*. Aliran *internal* adalah aliran fluida dimana *boundary layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh *surface*. Aliran ini berbanding terbalik dengan aliran *eksternal* dimana pada aliran *eksternal* dimungkinkan untuk terjadinya perkembangan *boundary layer*.

Dalam aliran internal biasa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan keduanya digunakan *Reynolds number* sebagai pembatasnya.

$$Re_D = \frac{\rho v d_{tube}}{\mu} \quad \dots(2.12)$$

Dimana

- Re_D = *reynolds number* di dalam *tube*
 ρ = massa jenis fluida di dalam *tube* (kg/m³)
 v = kecepatan aliran didalam *tube* (m/s)
 d_{tube} = diameter dalam *tube* (m)
 μ = viskositas dinamik (N.s/m²)

1. Aliran laminar

Perpindahan panas pada aliran *internal* dapat ditinjau pada 2 kondisi. Saat *heat flux* permukaan konstan dan pada saat temperatur permukaan konstan. Pada saat aliran *internal* pada *circular tube* dengan karakteristik *uniform surface heat flux* dan laminar *fully develop condition*, *Nusselt number*nya konstan dan tidak bergantung pada *Re* dan *Pr*. Adapun *Nusselt number* didapatkan dari persamaan berikut:

$$Nu_D = \frac{h d}{k} = 4.36 \quad (q'' \text{ konstan}) \quad \dots(2.13)$$

$$Nu_D = 3.66 \quad (T_s \text{ konstan}) \quad \dots(2.14)$$

Dimana :

Nu_D = nusselt number

d = diameter dalam *tube* (m)

h = koefisien konveksi fluida didalam *tube* (W/m²K)

k = konduktivitas termal fluida didalam *tube* (W/mK)

2. Aliran turbulen

Dalam aliran turbulen *Nusselt number* dapat dihitung menggunakan persamaan dari *Dittus-Boelter*. Dengan pengaruh dari jenis perpindahan panas yang terjadi menjadi salah satu faktor yang diperhitungkan (*cooling* atau *heating*)

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad \dots(2.15)$$

$$\left[\begin{array}{c} .7 \quad r \quad 16 \\ e \quad 1, \\ - \quad 1 \end{array} \right]$$

Dimana $n = 0.4$ untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dan $n = 0.3$ untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$).

Setelah menghitung nilai *Nusselt number*, secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$h_i = \frac{Nu_D}{d_i} \quad \dots(2.16)$$

Dimana :

Nu_D = *Nusselt number*

Re_D = *Reynolds number*

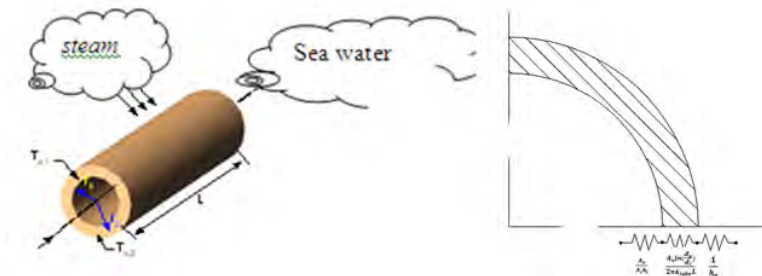
Pr = *Prandlt number*

d_i = diameter dalam *tube* (m)

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

k = konduktivitas termal fluida didalam *tube* (W/mK)

2.4.2. Overall heat transfer Coefficient



Gambar 2.6 Overall Heat Transfer tanpa fouling pada Satu Tube

Untuk *heat exchanger* tipe *tubular* tanpa *fin*, *overall heat transfer* dihitung berdasarkan tahanan *termal* seperti yang terlihat pada Gambar 2.6. Apabila dalam perencanaan dipertimbangkan faktor pengotor, maka nilai *overall heat transfer* dengan tanpa memperhitungkan *fouling* dapat dihitung dengan persamaan berikut ini.

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \quad \dots(2.17)$$

Dimana:

- U = overall heat transfer coefficient (W/m^2K)
- A_o = luas perpindahan panas fluida di luar tube (m^2)
- A_i = luas perpindahan panas fluida di dalam tube (m^2)
- h_i = koefisien konveksi didalam tube (W/m^2K)
- h_o = koefisien konveksi di luar tube (W/m^2K)
- d_o = diameter luar tube (m)
- d_i = diameter dalam tube (m)
- k = konduktivitas termal tube (W/mK)
- L = panjang tube (m)

Analisa Perpindahan Panas dengan Metode *Number of Transfer Unit (NTU)*

Metode ini lebih efektif, jika dipakai untuk mengetahui unjuk kerja dari penukar kalor yang sudah jadi. Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut (q_{maks}).

$$\text{Jika } C_c < C_h, \text{ maka } q_{maks} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \dots(2.18)$$

$$\text{Jika } C_c > C_h \text{ maka } q_{maks} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \dots(2.19)$$

Sedangkan effectiveness (ϵ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas heat exchanger dengan laju perpindahan maksimum yang dimungkinkan.

$$\epsilon = \frac{q}{q_{maks}} \quad \dots(2.2)$$

Effectiveness merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \epsilon < 1$. Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan

$$\epsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right) \quad \dots(2.21)$$

Number of Transfer unit (NTU) juga merupakan bilangan tanpa dimensi dan didefinisikan sebagai :

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad \dots(2.22)$$

dimana C_{\min} diperoleh untuk nilai yang terkecil dari:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \quad \dots(2.23)$$

atau

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad \dots(2.24)$$

Dimana

C_c = *heat capacity rates* (kJ/s.K)

C_h = *heat capacity rates* (kJ/s.K)

$C_{p,c}$ = kalor spesifik *sea water* (kJ/kg.K)

$C_{p,h}$ = kalor spesifik *steam*(kJ/kg.K)

\dot{m}_c = laju alir massa *sea water* (kg/s)

\dot{m}_h = laju alir massa *steam* (kg/s)

C_{\min} = *heat capacity minimum* (kJ/s.K)

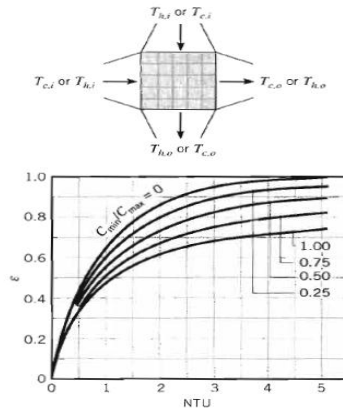
C_{\max} = *heat capacity maksimum* (kJ/s.K)

U = *overall heat transfer coefficient* (W/m².K)

A = luas perpindahan panas (m²)

ε = *effektiveness*

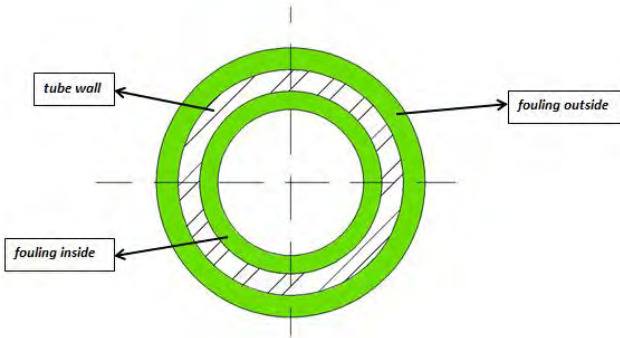
Selanjutnya harga NTU dari berbagai jenis *heat exchanger* dapat dicari dari grafik/persamaan-persamaan yang tersedia dalam *text book*. Grafik yang bisa digunakan untuk mengetahui NTU dapat dilihat pada Gambar 2.7.



Gambar 2.7 Effectiveness of heat exchanger, shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. Tube passes) (Frank Incropera, 2007)

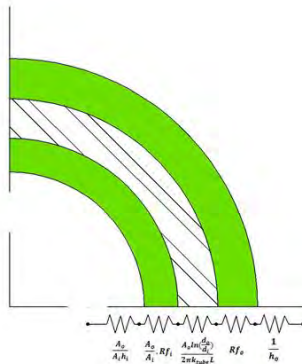
2.4.3. Analisa Fouling

Ada beberapa *Heat exchanger* yang sulit terlepas dari *fouling*, cukup banyak kerugian yang dapat ditimbulkan oleh *fouling*. Biasanya perancang *heat exchanger* akan memasukkan nilai koefisien *fouling* pada saat penentuan *overall heat transfer coefficient* untuk memastikan bahwa *heat exchanger* tersebut nantinya ketika dioperasikan tidak mengalami masalah dalam jangka waktu yang cepat. *Fouling* merupakan pengendapan kotoran air laut pada sisi dalam *tube*. *Fouling* pada sisi *tube* dapat menyebabkan pengurangan *cross sectional area* (luas penampang melintang), dan meningkatkan *pressure drop*, sehingga dibutuhkan energi lebih besar untuk pemompaan fluida pendingin. Selain itu, *fouling* juga dapat menuruinkan kevakuman kondensor. Besar kecilnya nilai resistansi *fouling* mempengaruhi efektifitas *heat exchanger*. *Fouling* pada sisi dalam *tube* dapat dilihat pada Gambar 2.8 sebagai berikut.



Gambar 2.8 Fouling pada tube

Fouling dapat terjadi didalam *tube* maupun diluar *tube* seperti yang terlihat pada Gambar 2.8. Adanya *fouling* ini akan menghambat adanya perpindahan panas. Kondisi *fouling* 0% merupakan kondisi saat tube bersih tidak ada *fouling* sama sekali. Efek *fouling* pada perpindahan panas yaitu pada nilai *overall heat transfer coefficient*, dapat dilihat pada Gambar 2.9 pada perhitungan *overall heat transfer coefficient* terdapat perhitungan resistansi *fouling* didalam dan diluar *tube*. Untuk perumusan *overall heat transfer coefficient* dapat dilihat pada persamaan 2.25.



Gambar 2.9 overall heat transfer coefficient dengan adanya fouling

$$U_f = \frac{1}{\frac{A_o}{d_i h_i} + \frac{A_o}{A_i} \cdot R_{fi} + \frac{A_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad \dots(2.25)$$

Dimana:

U_f = overall heat transfer coefficient saat terjadi *fouling*

A_o = luas perpindahan panas fluida di luar *tube* (m²)

A_i = luas perpindahan panas fluida di dalam *tube* (m²)

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

h_o = koefisien konveksi di luar *tube* (W/m²K)

d_o = diameter luar *tube* (m)

d_i = diameter dalam *tube* (m)

k = konduktivitas termal *tube* (W/mK)

L = panjang *tube* (m)

R_{fi} = *resistance fouling* pada sisi dalam *tube* (m².K/W)

R_{fo} = *resistance fouling* pada sisi luar *tube* (m².K/W)

Ada salah satu kerugian yang diakibatkan oleh adanya *fouling* yaitu *downtime cost*. *downtime* adalah kerugian waktu produksi yang diakibatkan oleh peralatan tidak dapat dioperasikan dengan semestinya dikarenakan oleh *maintenance*, *power failure* (*power trip*), *breakdown* dan lain – lain.. Ada beberapa *maintenance* yang dilakukan pada kondensor untuk menanggulangi terjadinya *fouling* yaitu *back wash* (*chemical maintenance*) dan *ball cleaning* (*mechanical maintenance*).

2.4.4. Analisa *Plugging*

Plugging merupakan salah satu cara yang dilakukan untuk menanggulangi kebocoran pada *tube*. *Tube* yang bocor akan ditambal/*plug* agar air laut tidak tercampur dengan uap yang berada pada *shell*. Jumlah besar kecilnya *plugging* dapat mempengaruhi luasan perpindahan panas yang terjadi sesuai dengan rumusan:

$$= \pi \cdot d_o \cdot N_t \cdot L_{to} \quad \dots(2.26)$$

Dimana:

N_t = jumlah *tube* total (tanpa *plugging*)

L_{tot} = panjang *tube* total (m)

Jumlah *tube* yang mengalami *plugging* dapat dihitung dengan rumusan:

$$N_{t_{plug}} = N_t - (\%plugging \times N_t) \quad \dots(2.27)$$

Dimana:

$N_{t_{plug}}$ = Jumlah *tube* yang mengalami *plugging*

$\%plugging$ = menyatakan perbandingan *tube* yang di *plug* dengan jumlah *tube* total

Jika semakin banyak *plugging* maka luasan perpindahan panas yang terjadi akan semakin kecil. Sehingga menyebabkan transfer panas yang terjadi semakin berkurang namun terjadi penambahan kecepatan yang terjadi pada *tube* sehingga menaikkan nilai koefisien konveksi. Selain itu, *plugging* juga mempengaruhi *pressure drop* pada kondensor karena semakin banyak *plugging* maka kecepatan aliran pada *tube* akan naik sehingga *pressure drop* pun ikut naik. Adapun gambar *plugging* yang dapat dilihat pada Gambar 2.10 sebagai berikut ini. 0%*plugging* menyatakan bahwa *tube* dalam keadaan normal tidak ada *tube* yang di *plug*.

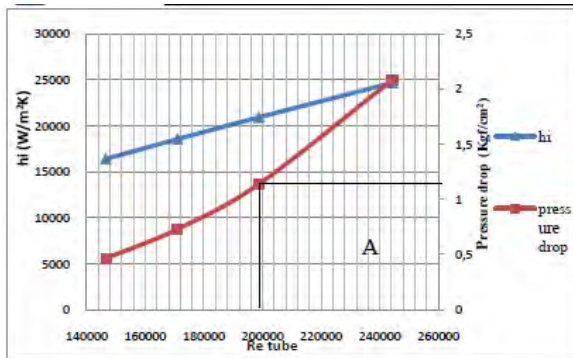


Gambar 2.10 Plugging pada tube kondensor

Sesuai standard *Tubular Exchanger Manufacturing Assosiation* batas *plugging* yang dilakukan adalah 1% dari jumlah *tube*. Apabila ada pertimbangan yang lain diperbolehkan melebihi 1%. Pertimbangan yang perlu diperhatikan yaitu adanya kecepatan didalam *tube* dan *pressure drop* yang tinggi.

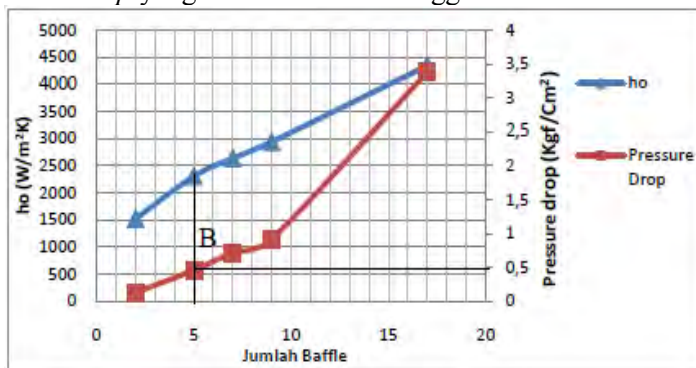
2.5. Penelitian Terdahulu Dharmaji Suradika, 2011

Dharmaji melakukan penelitian mengenai *REDESIGN DAN RECALCULATION HIGH PRESSURE HEATER (HPH) 7 PT PJB UP PAITON PADA ZONA DESUPERHEATING MENGGUNAKAN ANALISA TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS*. Penelitian ini memiliki tujuan mendesain ulang HPH 7 guna memperoleh dimensi baru HPH 7. Dalam penelitian ini digunakan metode LMTD untuk merancang HPH 7, dalam proses perancangannya terdapat beberapa hal yang di variasikan yaitu yang pertama kecepatan aliran dalam *tube* dengan kecepatan 1.8 m/s, 1.95 m/s, 2.1 m/s, 2.44 m/s dan 3 m/s. Yang kedua variasi jumlah *baffle spacing* guna memperoleh jumlah *baffle* untuk zona *Desuperheating*, dengan variasi 1.32, 0.6 ID, 0.5 ID, 0.4 ID, 0.2 ID. Setelah didapatkan desain HPH yang baru dilakukan perhitungan performa HPH 7 yang baru dengan metode NTU dengan variasi jumlah *tube* yang di plug dari jumlah 0% sampai 20%.



Gambar 2.11 Grafik perbandingan Re tube terhadap h_i dan ΔP (Dharmaji S, 2011)

Dari Gambar 2.11 dapat dilihat bahwa semakin tinggi kecepatan akan menyebabkan *reynold number* yang semakin besar. Semakin tingginya *reynold number* akan menyebabkan tingginya koefisien konveksi dalam *tube* yang semakin tinggi, namun semakin tinggi koefisien konveksi diikuti semakin tingginya *pressure drop* yang ada. Pada penelitian ini di ambil titik A dimana memiliki koefien konveksi yang tinggi namun *pressure drop* yang ada tidak terlalu tinggi.



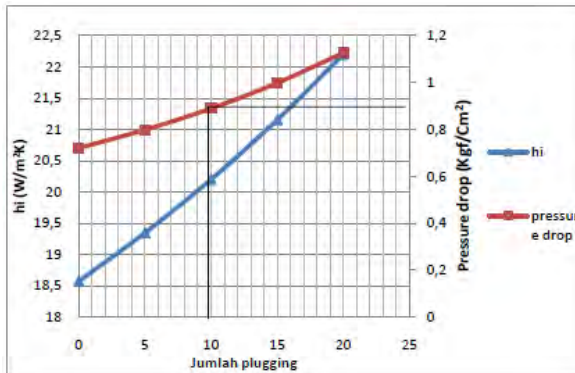
Gambar 2.12 Grafik perbandingan pengaruh jumlah baffle terhadap h_o dan ΔP (Dharmaji S, 2011)

Dari Gambar 2.12 dapat kita lihat bahwa semakin banyak jumlah *baffle* maka koefisien perpindahan panas konveksi semakin tinggi. Hal ini diakibatkan aliran uap dalam *shell* semakin turbulen. Namun kenaikan koefisien konveksi ini selalu diiringi kenaikan *pressure drop* akibat meningkatnya *headloss* akibat gesekan. Oleh karena itu, perlu didapatkan jumlah *baffle* yang optimal dimana kenaikan koefisien konveksi cukup tinggi namun *pressure drop* yang terjadi tidak terlalu besar. Dari grafik terlihat bahwa titik optimal terletak pada titik B dimana jumlah *baffle* sebesar 5 buah *baffle*.

Tabel 2.1 Perbandingan HPH awal dan baru (Dharmaji S, 2011)

Keterangan	Awal	Baru
Ldesup		3.394 m
Lconden		10.826 m
Ltotal		15 m
Adesup	205.33 m ²	336.235 m ²
Aconden	1117.22 m ²	1072.645 m ²
Atotal	1527 m ²	1493.99 m ²
Kecepatan dalam tube	1.95 m/s	2.1 m/s
Jumlah tube	1,081 buah	1,986 buah
IDshell		1.088 m
Jumlah baffle	2 buah	5 buah

Dari hasil *redesign* didapatkan perbedaan pada luasan perpindahan panas tiap zona seperti pada Tabel 2.1. Hasil *redesign* pada zona *desuperheating* dan zona *condensing* memiliki luasan yang lebih besar dari luasan awal. Hasil *redesign* juga memiliki kecepatan maksimal didalam *tube* yang lebih besar yaitu 2.1 m/s. Selain itu, jumlah *tube* hasil *redesign* memiliki jumlah *tube* yang lebih banyak yaitu 1986 buah.



Gambar 2.13 Grafik perbandingan jumlah plug terhadap h_i dan ΔP (Dharmaji S, 2011)

Dari Gambar 2.13 dapat dilihat semakin tinggi jumlah *tube* yang di *plug* akan meningkatkan koefisien perpindahan panas yaitu koefisien konveksi. Kenaikan nilai koefisien konveksi selalu diikuti *pressure drop* yang tentunya tidak diinginkan. *Tube* yang di *plug* biasanya disebabkan karena ada kebocoran pada *tube* tersebut, semakin tinggi kebocoran *tube* juga akan menyebabkan semakin tingginya *pressure drop*. Dari perusahaan ditetapkan maksimal *tube* yang di *plug* sebesar 10% dari jumlah total *tube* dengan batasan *pressure drop* sebesar 1.5 kg/cm^2 .

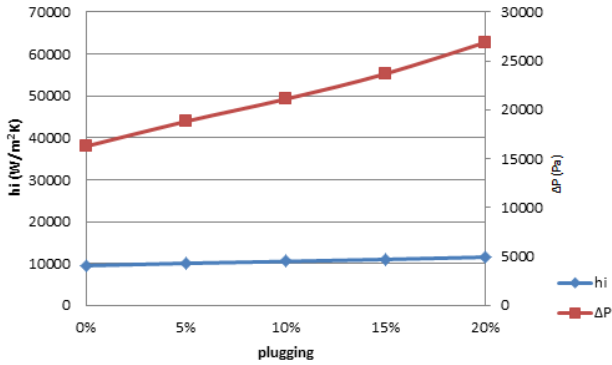
Tri Vicca Kusumadewi, 2012

Vicca melakukan penelitian mengenai *REDESIGN DAN PENENTUAN WAKTU MAINTENANCE KONDENSOR UNIT 3 PT PJB UP GRESIK DENGAN ANALISA THERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS*. Memiliki tujuan untuk mendapatkan *design* kondensator yang baru sesuai dengan kondisi sekarang serta menentukan waktu, kapan kondensator harus dilakukan *maintenance*. Serta untuk mengetahui pengaruh *plugging* terhadap *retubing* kondensator.

Tabel 2.2 Perbandingan desain awal dan baru (Tri Vicca, 2012)

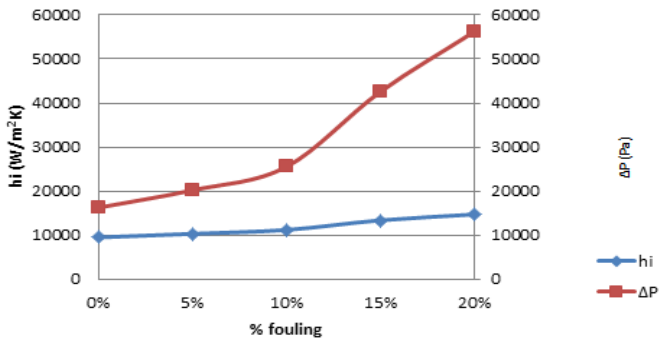
Desain	Awal	Baru
<i>Tube</i>		
Diameter luar	0.025 m	0.025 m
Diameter dalam	0.02375 m	0.02375 m
Panjang <i>tube</i>	8.909 m	10.96 m
Jumlah <i>tube</i>	7568	6328
Jumlah laluan	2 laluan	2 laluan
Kecepatan aliran pada <i>tube</i>	2.096 m/s	2.44 m/s

Dari hasil *redesign* yang dilakukan terdapat perbedaan panjang *tube*, jumlah *tube* dan kecepatan aliran pada *tube*. Desain kondensator hasil *redesign* memiliki dimensi *tube* yang lebih panjang dan jumlah *tube* yang lebih sedikit serta memiliki batas kecepatan dalam *tube* yang lebih tinggi. Analisa yang dilakukan oleh peneliti menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas metode LMTD dengan memvariasikan kecepatan pada *tube*. Serta diikutsertakan perhitungan mengenai *fouling*, *plugging* serta waktu *maintenance*. Pada saat menganalisa *fouling* dan *plugging* akan di bandingkan pengaruhnya terhadap koefisien konveksi dan *pressure drop*.



Gambar 2.14 Grafik perbandingan jumlah plugging terhadap h_i dan ΔP (Tri Vicca, 2012)

Dari Gambar 2.14 dapat dilihat bahwa pengaruh *plugging* terhadap koefisien konveksi dan *pressure drop* memiliki *trendline* yang sama. Dengan semakin besar nilai *plugging* maka besarnya koefisien konveksi dan *pressure drop* juga akan semakin besar pula. Oleh karena itu, ada batasan *plugging* yang di ijinakan pada kondensor yaitu sebesar 10%.



Gambar 2.15 Grafik perbandingan jumlah fouling terhadap h_i dan ΔP (Tri Vicca, 2012)

Pada Gambar 2.15 ditampilkan pengaruh dari besarnya *fouling* terhadap koefisien konveksi dan *pressure drop*. Semakin tinggi *fouling* diperoleh koefisien konveksi dan *pressure drop* yang semakin tinggi pula. *Fouling* tersebut akan mempengaruhi diameter *tube* yang akan semakin kecil sehingga akan menaikkan kecepatan dalam *tube* sehingga dapat menaikkan Re dan h_i serta *pressure drop*. Batasan kebersihan *tube* yang di iijinkan 85%.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

Pengambilan data pada tugas akhir ini dilakukan di PT.PJB UP gresik di bagian PLTU Unit IV, untuk mendapatkan pengetahuan tentang kondensor. Dengan studi literatur dan pengamatan langsung dilapangan diharapkan didapatkan data yang sesuai dengan operasional pada PT.PJB UP gresik di bagian PLTU Unit IV, yang selanjutnya akan digunakan untuk menghitung perpindahan panas yang terjadi pada kondensor.

Adapun tahap yang dilakukan meliputi beberapa hal, yaitu:

3.1. Persiapan Awal

Pada tahap ini meliputi beberapa hal yng dilakukan yaitu:

1. Penentuan awal tema tugas akhir yaitu mengenai kondensor
2. Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing
3. Memenuhi prosedur pengambilan data yang diterapkan oleh perusahaan

3.2. Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan sesuai data yang di perlukan pada tugas akhir ini, yaitu pengaruh temperatur air laut terhadap kevakuman kondensor. Kegiatan yang dilakukan meliputi:

1. Studi Literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam pembahasan tentang kondensor. Serta menganalisa pengaruh dari *fouling* terhadap kevakuman pada kondensor . Serta mencari solusi dari penurunan vakum yang terjadi pada di PT.PJB UP gresik di bagian PLTU Unit IV.

2. Survei Lapangan

Kegiatan ini dilakukan untuk mengetahui keadaan nyata instalasi yang ada. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk analisa perhitungan.

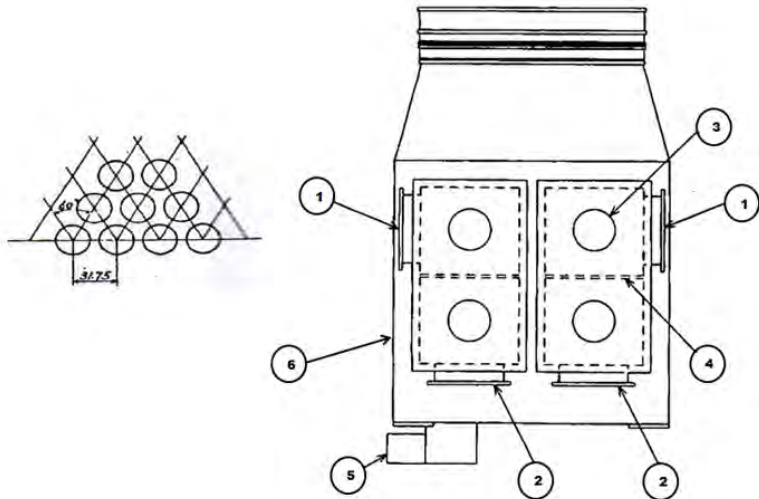
3.3. Data – Data Pendukung

Data Pendukung merupakan komponen yang penting dalam perhitungan yang akan dilakukan. Data tersebut diperoleh dari data operasi dan data desain di PT PJB UP Gresik. Data pendukung yang lain diperoleh dari buku *Fundamental Engineering of Thermodynamics*, Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro dan buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Incropera*, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne. Pada Tabel 3.1 merupakan perbandingan antara data awal (*commissioning*), data aktual saat ini serta data yang nantinya akan digunakan dalam *redesign*. Parameter redesign didapatkan dari hasil estimasi data aktual serta temperatur air laut maksimum saat ini.

Tabel 3.1 Perbandingan data commissioning, aktual dan parameter design

Keterangan	Commissioning	Aktual	Parameter design	Unit
Load	200	185	200	MW
T _{ci} , temperatur <i>sea water in</i>	30	32	33	°C
T _{co} , temperatur <i>sea water out</i>	39	41	42	°C
T _h , temperatur kondensat	43	45	47	°C
Tekanan vakum pada kondensor	695	692	688.3	mmHg
Q*	248998.3	226741.9971	263074.5044	kJ/s
m steam	122.22	105.786	123.358	kg/s
m sea water*	6004.633	5137.127	6992.943	kg/s
Do <i>tube</i>	0.025	0.025	berdasar TEMA	m
Bahan <i>tube</i>	Aluminium brass	Aluminium brass	Titanium	
Jumlah laluan	2	2	2	
Layout <i>tube</i>	Staggered	Staggered	Staggered	
Kecepatan dalam <i>tube</i>	2	2	2	m/s

*dari perhitungan



Gambar 3.1 Skema dan susunan tube pada kondensor

Keterangan gambar:

1. Tempat masuk air laut
2. Tempat keluar air laut
3. *Inspection openings*
4. *Water box passes partition*
5. *Kondensat outlet*
6. *Shell*

Kondesor PLTU Unit IV memiliki susunan tube staggered dengan sudut 60° seperti yang terlihat pada Gambar 3.1. Jumlah laluan disisi tube terdapat dua laluan dua laluan masuk dan dua laluan kelua. Sedangkan pada sisi shell hanya terdapat satu laluan saja. Jenis alirannya yaitu *crossflow*, disisi *shell* berupa steam dan disisi *tube* berupa air laut.

3.4. Diagram Alir

3.4.1. Alur Perancangan Kondensor dengan Metode LMTD

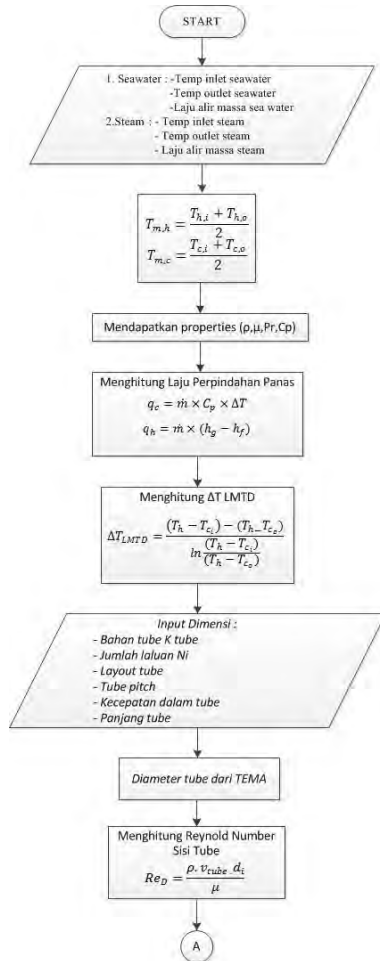
Diagram alir perancangan kondensor secara garis besar dapat dijabarkan sebagai berikut:

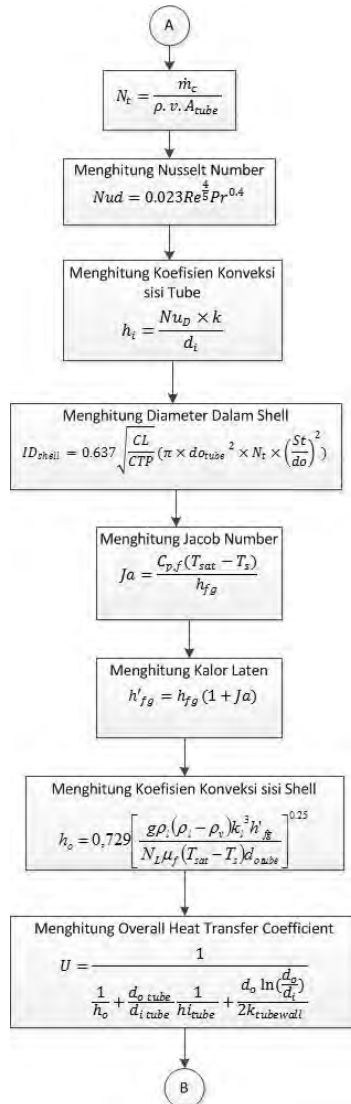
1. Memasukan input properties fluida kerja yaitu *steam* dan *sea water*
2. Mengetahui laju perpindahan panas dan LMTD
3. Memasukan input dimensi misalkan, diameter *tube*, ketebalan *tube* yang diperoleh dari *Tubular Exchanger Manufacturers Associations* (TEMA)
4. Mencari jumlah *tube* dari perhitungan
5. Mencari koefisien konveksi dari masing-masing aliran
6. Mencari overall heat transfer *coefficient*
7. Menghitung luasan perpindahan panas sehingga dapat diperoleh panjang *tube* yang dibutuhkan dan diameter shell yang dibutuhkan.
8. Mencari *pressure drop* pada masing-masing sisi fluida.

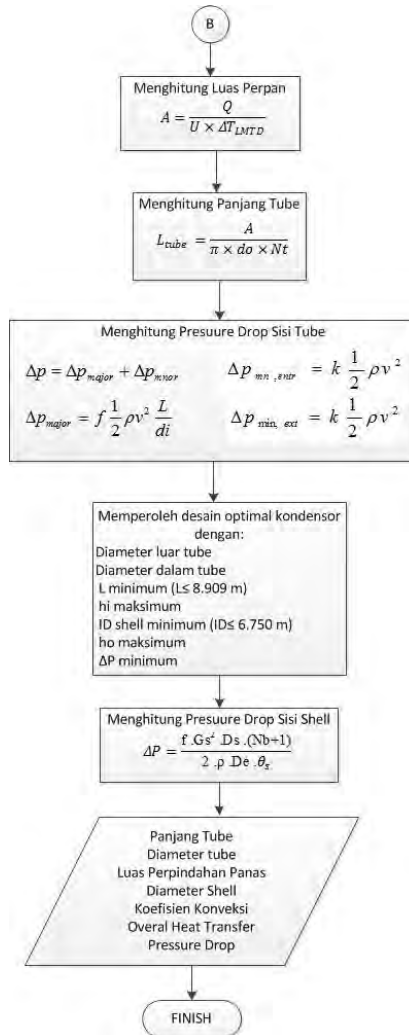
3.4.2. Flowchart Perhitungan

3.4.2.1. Flowchart Perancangan kondensor

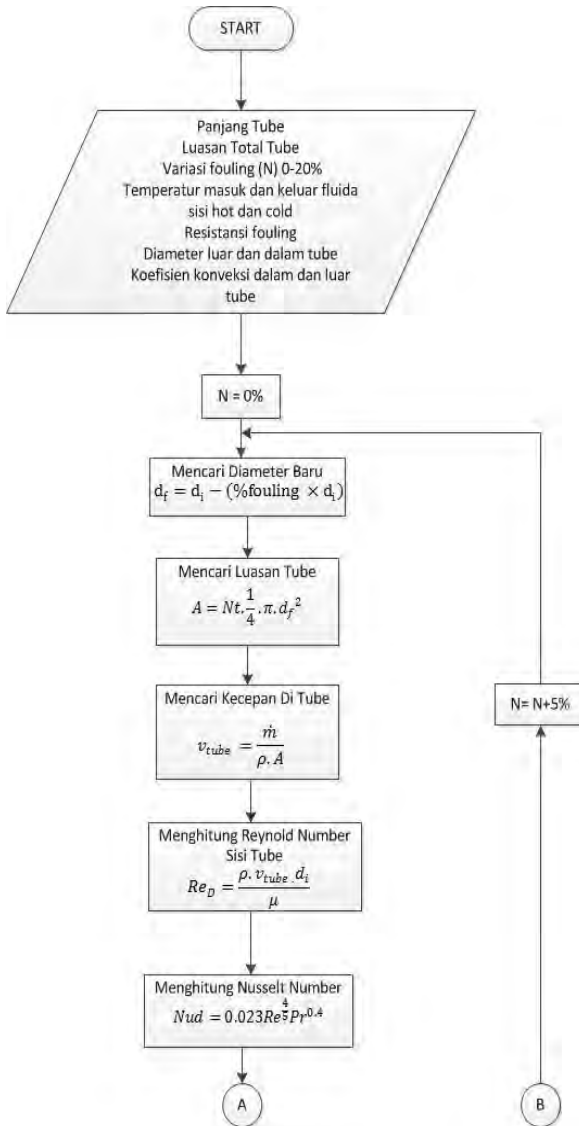
Berikut ini merupakan diagram alir metodologi pengerjaan tugas akhir.

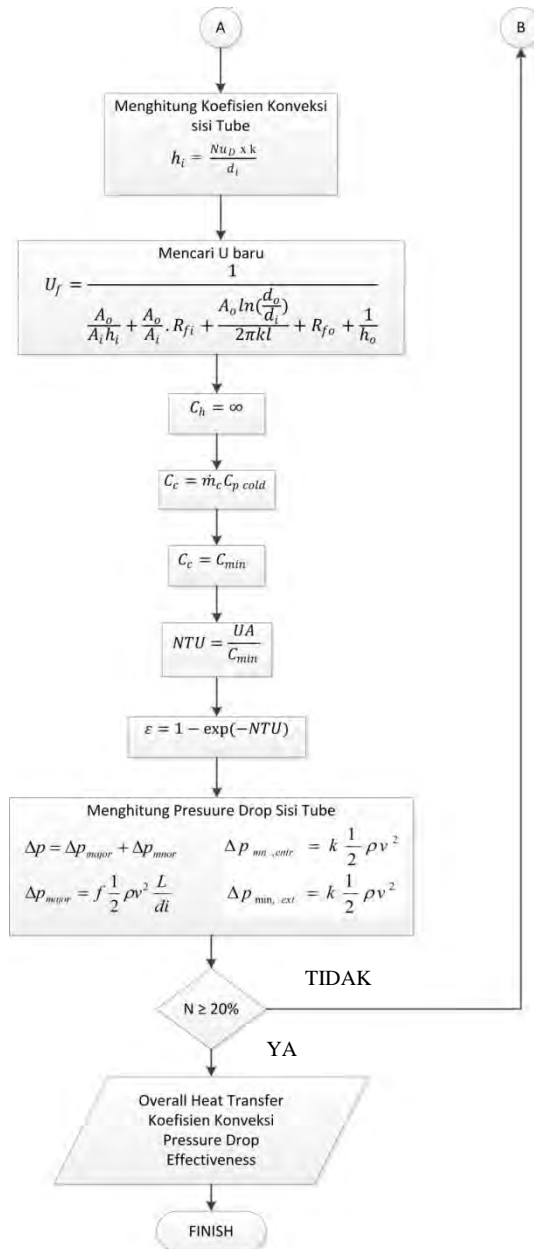




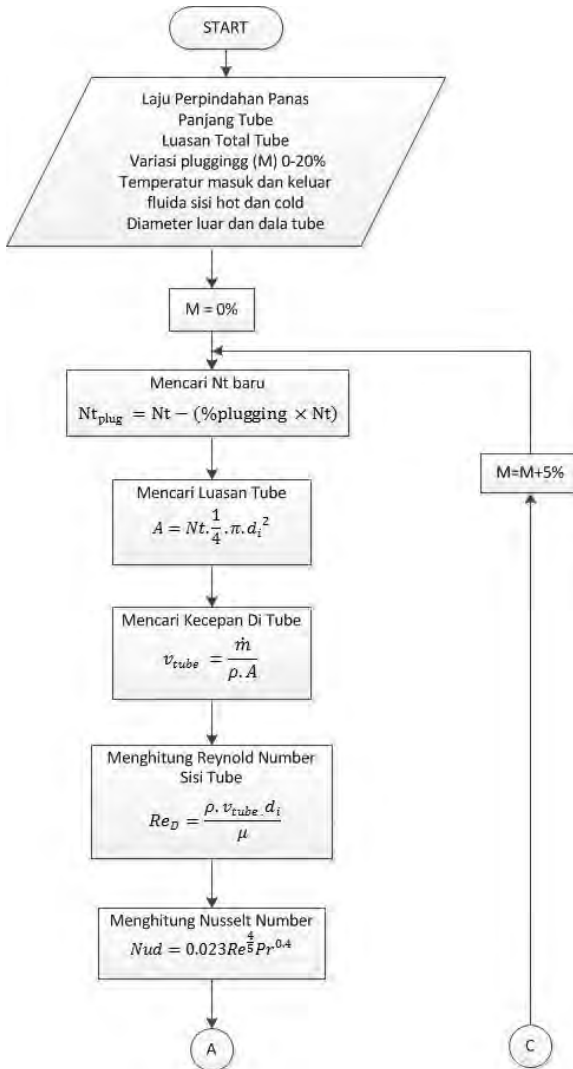


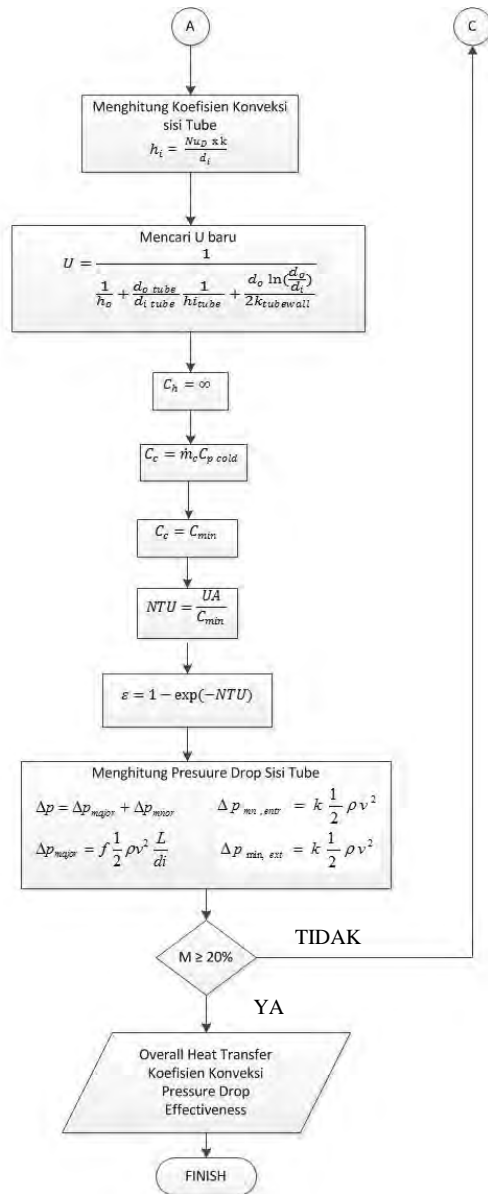
3.4.2.2. Flowchart variasi jumlah *fouling*





3.4.2.3. Flowchart variasi jumlah *fouling*





Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Termodinamika

Sebelum melakukan langkah *redesign* diperlukan analisa pada kondensor saat beban maksimal yang mampu dicapai saat ini yaitu sebesar 185 MW. Sedangkan pembebanan design awal yaitu 200MW. Berdasarkan data dari tabel 3.1 kenaikan beban dari 185 MW menjadi 200 MW akan menaikkan beban kondensor sebesar 16.02% dari 226741.997 kJ/s menjadi 263074.504 kJ/s. Adanya kenaikan beban kondensor berakibat naiknya kebutuhan air laut sebagai fluida pendingin sebesar 36.12% dari 5137.127 kg/s menjadi 6992.942 kg/s sehingga didapatkan kecepatan dalam *tube* kondensor sebesar 2.04 m/s. Kecepatan ini sudah melebihi kecepatan maksimum yang diijinkan yaitu sebesar 2 m/s, sehingga perlu di lakukan *redesign* agar kondensor mampu pada pembebanan 200 MW. Hasil perhitungan pada beban maksimal dan estimasi pada 200 MW dapat dilihat pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Hasil perhitungan data aktual dan estimasi

No	Load	Vakum	m steam	h in	h out	Q	ΔT	m	V
		Kondensor mmHg	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/s	$^{\circ}C$	kg/s	m/s
1	160.475	696.617	102.064	2334.2	178.21	220050.2	9.03	5823.95	1.57
2	185.133	692.03	105.786	2327.2	183.8	226742	10.55	5137.12	1.39
3	200*	688.30	123.358	2320.76	188.15	263074.5	9	6992.94	2.04

*hasil estimasi

Pada saat melakukan *redesign* dibutuhkan beberapa data inputan yang akan digunakan dalam perancangan dan perhitungan performa kondensor. Data input tersebut seperti yang terlihat pada table 4.2.

Tabel 4.2 Data input *redesign* kondensor

Properties	Steam	Sea water
Q (kJ/s)	263074.5	
T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	47	33
T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	47	42
Material tube		Titanium
Susunan tube		Staggered
\dot{m} kg/s	123.358	6992.94

Balance energy untuk mendapat laju alir massa fluida pendingin adalah sebagai berikut:

$$Q_{hot} = Q_{cold}$$

$$\dot{m}_h (h_g - h_f) = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$123.358 \text{ kJ/s} \cdot (2320.76 \text{ kJ/kg} - 188.15 \text{ kJ/kg}) = \dot{m}_c \cdot 4.18 \text{ kJ/kg.K} \cdot (42 - 33)$$

$$\dot{m}_c = 6992.94 \text{ kg/s}$$

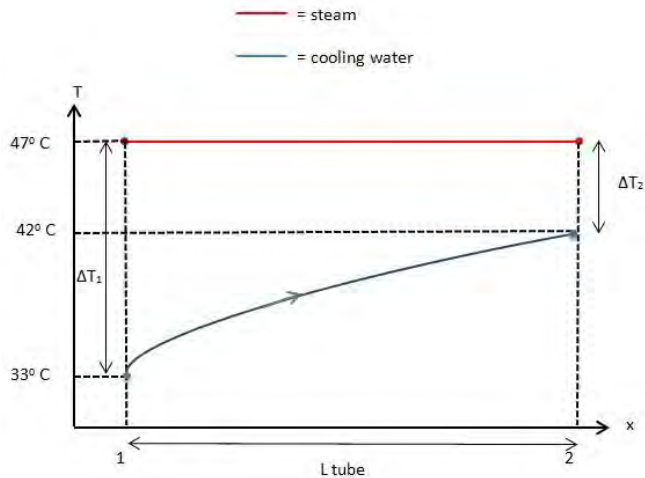
4.2. Analisa Perpindahan Panas Menggunakan ΔT_{LMTD}

Untuk merancang sebuah *heat exchanger* dapat menggunakan metode ΔT_{LMTD} . Untuk menghitung nilai ΔT_{LMTD} harus diketahui besarnya temperatur masuk dan keluar di sisi *shell* dan *tube*. Perhitungan ΔT_{LMTD} dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_h - T_{ci}) - (T_h - T_{co})}{\ln \frac{(T_h - T_{ci})}{(T_h - T_{co})}}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(47 - 33) - (47 - 42)}{\ln \frac{(47 - 33)}{(47 - 42)}}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 8.74 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



Gambar 4.1 Distribusi Temperatur pada kondensor

4.3. Analisa perpindahan panas Internal

Pada perpindahan panas internal, akan dihitung *Nusselt number* disisi *tube* dan koefisien konveksi yang terjadi pada sisi *tube*. Sebelum menghitung perpindahan panas secara *internal*, perlu ditentukan dimensi *tube* terlebih dahulu. Dimensi *tube* akan diambil dari TEMA dengan sebagai contoh perhitungan diambil diameter $d_i=0.01727$ m dan $d_o=0.01905$ m dengan $ST = 0.027051$ m.

4.3.1. Koefisien konveksi sisi *tube*

Untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas sisi *tube* (h_i) maka terlebih dahulu perlu diketahui kecepatan fluida yang akan digunakan. Dan untuk mendapatkan nilai h_i yang optimal diperlukan adanya nilai penurunan tekanan yang tidak terlalu tinggi.

Dengan kecepatan 2 m/s dan $d_i = 0.01727$ m dan dengan $d_o = 0.01905$ m serta *properties* yang didapat dari tabel A6 pada buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* Incropera, Frank P.

Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007 saat temperatur $T_{m,c} = 37.5^{\circ}\text{C} = 310.5 \text{ K}$ dapat dibuat perhitungan sebagai berikut :

$$\rho = 998.003 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.000695 \text{ pa.s}$$

$$k = 0.628 \text{ W/mK}$$

$$c_p = 4178 \text{ J/kg}$$

$$Pr = 4.62$$

$$Nt = \frac{4\dot{m}_c}{\rho v_{tube} \pi d_i^2}$$

$$Nt = \frac{4 \times 6992.942 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 3.14 \times (0.01727 \text{ m})^2}$$

$$Nt = 14964$$

Koefisien konveksi dapat dihitung dengan mengetahui *Reynolds number* dan *nusselt number* terlebih dahulu.

- *Reynolds number*

$$Re_d = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot d_{tube}}{\mu}$$

$$Re_d = \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.01727 \text{ m}}{0.000695 \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}}$$

$$Re_d = 49598.60$$

- *Nusselt number*

$$Nu = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 \times (49598.60)^{4/5} \times (4.62)^{0.4}$$

$$Nu = 242.08$$

- Koefisien konveksi

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i}$$

$$h_i = \frac{242.08 \times \text{W/m K}}{0.01727 \text{ m}}$$

$$h_i = 8802.933 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.3.2. Pressure drop sisi tube

Pressure drop internal sisi tube terdiri dari *major losses* dan *minor losses*.

- *Major losses*

Sebelum menghitung *major losses* terlebih dahulu menghitung koefisien gesek pada *tube* dengan menggunakan *reynolds number*. Dengan nilai *reynolds number* 49598.60 didapatkan nilai koefisien gesek sebesar 0.00522. *Major losses* dapat dihitung dengan:

$$\Delta P_{\text{mayor}} = f \frac{\rho \bar{v}}{2}$$

$$\Delta P_{\text{mayor}} = 0.00522 \frac{8.909 \text{ m}}{0.01727 \text{ m}} \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{2}$$

$$\Delta P_{\text{mayor}} = 4915.944 \text{ Pa}$$

- *Minor losses*

Minor losses diakibatkan saluran masuk dan keluar. Dari tabel A2 pada lampiran A didapatkan nilai *k* akibat *entrance* sebesar 0.5 dan akibat *exit* sebesar 1.

$$\Delta P_{\text{minor}} = k \frac{\rho \bar{v}}{2} + k \frac{\rho \bar{v}}{2}$$

$$\Delta P_{\text{minor}} = 0.5 \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{2} + 1 \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{2}$$

$$\Delta P_{\text{minor}} = 2994.009 \text{ Pa}$$

- *Total pressure drop pada tube*

Jumlah total *major losses* dan *minor losses*.

$$\Delta P_{\text{tube}} = \Delta P_{\text{mayor}} + \Delta P_{\text{minor}}$$

$$\Delta P_{tube} = 4915.944 \text{ Pa} + 2994.009 \text{ Pa}$$

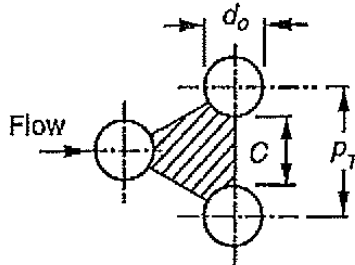
$$\Delta P_{tube} = 7909.953 \text{ Pa}$$

4.4. Analisa perpindahan panas *external*

Sebelum menghitung perpindahan panas *external* perlu diketahui terlebih dahulu diameter *inner shell*. Berikut adalah contoh perhitungan perpindahan panas *external* kondensor dengan kecepatan aliran pada *tube* 2 m/s.

4.4.1. Perhitungan inner diameter *shell*

Perhitungan diameter dalam *shell* dipengaruhi jumlah *tube* dan *layout tube*. Diameter dalam *shell* diperoleh dengan mencari nilai CTP = 0.9 (*two tube passes*) dan CL = 0.87 (untuk *layout tube* 30° dan 60°). Pada Gambar 4.2 merupakan contoh *layout tube* dengan susunan *staggered*. Dimana d_o merupakan diameter luar dari tube, C merupakan clearance dari dua tube dan PT adalah *pitch tube* yang merupakan jarak antara dua tube.



Gambar 4.2 *Layout susunan tube*

$$ID_{shell} = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left(\pi d_o^2 N t \left(\frac{ST^2}{d_o} \right) \right)}$$

$$ID_{shell} = 0.637 \sqrt{\frac{0.87}{0.9} \left(3.14 \times (0.01905 \text{ m})^2 \times 29928 \times \left(\frac{0.027051 \text{ m}}{0.01905 \text{ m}} \right)^2 \right)}$$

$$ID_{shell} = 5.193 \text{ m}$$

4.4.2. Koefisien konveksi

Perhitungan koefisien konveksi ini menggunakan pendekatan lapisan kondensasi pada sistem radial horizontal *tube* dengan jumlah tube horizontal (N_L) 173. Sebelum mencari koefisien konveksi terlebih dahulu mencari properties fluida dari tabel A.6 *thermophysical properties of saturated* dengan temperatur *film* pada buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007

$$T_s = \frac{T_{m,c} + T_{m,h}}{2}$$

$$T_s = \frac{37.5 + 47}{2}$$

$$T_s = 42.75^\circ\text{C} = 315.75 \text{ K}$$

Properties dari tabel A6 pada buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007 dengan menggunakan interpolasi didapatkan:

$$\rho_l = 998.003 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.000695 \text{ pa.s}$$

$$k = 0.628 \text{ W/mK}$$

$$c_p = 4178 \text{ J/kg}$$

Properties dari *vapor* pada tabel A6 pada buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007 dengan temperatur 317.7 K didapatkan:

$$T_{sat} = 44.7^\circ\text{C} = 317.7 \text{ K}$$

$$\rho_v = 0.0436 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{fg} = 2390000 \text{ J/kg}$$

Koefisien konveksi dapat dihitung sebagai berikut:

Jacob number

$$Ja = c_p \left(\frac{T_{sat} - T_s}{h_{fg}} \right)$$

$$Ja = 4178 \frac{kJ}{kg \cdot K} \left(\frac{317.7 K - 315.75 K}{2390000 \frac{kJ}{kg}} \right)$$

$$Ja = 0.0125864$$

Kalor laten

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0.68Ja)$$

$$h'_{fg} = 2390000 (1 + (0.68)0.0125864)$$

$$h'_{fg} = 2410455.488 \text{ J/kg}$$

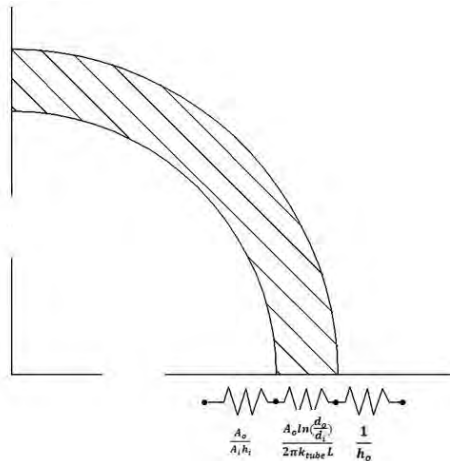
$$h_o = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{N_L \mu_f (T_{sat} - T_s) d_o \text{ tube}} \right]$$

$$h_o = 0.729 \left[\frac{9.81 \frac{m}{s^2} \times 998.003 \frac{kg}{m^3} (998.003 \frac{kg}{m^3} - 0.064 \frac{kg}{m^3}) 0.628^3 \times 2410455.488 \text{ J/kg}}{173 \times 0.0009894 \frac{N \cdot s}{m^2} (317.7 K - 310.5 K) \times 0.01905 \text{ m}} \right]$$

$$h_o = 3161.447 \frac{W}{m^2 K}$$

4.4.3. Overall heat transfer coefficient

Untuk merancang suatu heat exchanger perlu dihitung juga *overall heat transfer coefficient* yang nantinya akan digunakan untuk menghitung besarnya luasan perpindahan panas yang dibutuhkan. Perumusan *overall heat transfer coefficient* tanpa adanya *fouling* seperti pada Gambar 4.3. Perpindahan panas yang terjadi berupa konveksi dan konduksi dengan mengabaikan panas secara radiasi.



Gambar 4.3 Overall Heat Transfer tanpa fouling pada Satu Tube

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0.01905 \text{ m}}{0.01727 \text{ m} \times 8802.933 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{(0.01905 \text{ m}) \ln(0.01905 \text{ m}/0.01727 \text{ m})}{2 \times 22.22 \text{ W/m K}} + \frac{1}{3161.4473 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

$$U = 2065.735 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Setelah mendapatkan mengetahui jumlah *tube* (N_t), ΔT_{LMTD} serta *overall heat transfer coefficient* selanjutnya mencari panjang *tube*. Dimana untuk panjang *tube* terdapat batas maksimum panjang *tube* yang di iijinkan yaitu sebesar 8.909 m. Untuk mendapatkan panjang *tube* maka perlu mendapatkan luas perpindahan panas sisi ini terlebih dahulu. Dimana :

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = \frac{263074504.38 \text{ J/s}}{2065.735 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 8.74\text{K}}$$

$$A = 14569.282 \text{ m}^2$$

Untuk panjang *tube heat exchanger* yang baru adalah

$$L = \frac{A}{\pi d_o N t}$$

$$L = \frac{14569.282 \text{ m}^2}{3.14 \times 0.01905 \text{ m} \times 2 \times 14964}$$

$$L = 8.13 \text{ m}$$

4.4.4. *Pressure drop sisi shell*

Pressure drop pada bagian sisi *shell* akan di pengaruhi oleh jumlah *baffle*, luasan minimum *crossflow*, serta *mass velocity vapour*. Dimana perhitungannya sebagai berikut :

Baffle spacing

$$B = \frac{(Nb + 1)}{L}$$

$$B = \frac{(8 + 1)}{8.909}$$

$$B = 1.01 \text{ m}$$

Luas minimum *cross flow*

$$A_s = \frac{B \times ID_{shell} \times (ST - d_o)}{ST}$$

$$A_s = \frac{1.01 \text{ m} \times 5.193 \text{ m} \times (0.02705 \text{ m} - 0.01905 \text{ m})}{0.02705 \text{ m}}$$

$$A_s = 1.551 \text{ m}^2$$

Mass velocity vapor

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s}$$

$$G_s = \frac{123.358 \text{ kg/s}}{1.551 \text{ m}^2}$$

$$G_s = 79.493 \text{ kg/sm}^2$$

Diameter ekuivalen

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{ST^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}}$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{(0.02705 \text{ m})^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{3.14 \times (0.01905 \text{ m})^2}{8} \right)}{\frac{3.14 \times 0.01905 \text{ m}}{2}}$$

$$D_e = 0.0233 \text{ m}$$

Viscosity correction factor

$$\phi = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$\phi = \left(\frac{0.0000989 \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}}{0.0000980 \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}} \right)^{0.14}$$

$$\phi = 1.001$$

Reynolds number

$$Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu}$$

$$Re_s = \frac{79.493 \frac{\text{kg}}{\text{s.m}^2} \times 0.0233 \text{ m}}{0.0000989 \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}}$$

$$Re_s = 18749.815$$

Friction factor

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s)$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln 18749.815)$$

$$f = 0.2743$$

Pressure drop sisi shell

$$\Delta P = \frac{f \cdot G_s^2 (Nb + 1) \cdot D_s}{2\rho D_e \phi}$$

$$\Delta P = \frac{0.2743 \times (79.493 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2})^2 (8 + 1) \times 5.193 \text{ m}}{2 \times 998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.0233 \text{ m} \times 1.001}$$

$$\Delta P = 1738.075 \text{ Pa}$$

Setelah dilakukan perhitungan pada semua diameter pada TEMA maka akan dibandingkan hasil perhitungan untuk memperoleh dimensi tube kondensor terbaik. Dalam menentukan dimensi *tube* kondensor yang terbaik perlu diperhatikan berbagai parameter yang mempengaruhi seperti yang di tampilkan pada tabel 4.3.

Tabel 4.3 Perbandingan hasil perhitungan dengan diameter pada TEMA

Do	Di	Nt	hi,tube	ho,con	U	L	ID shell	ΔP
m	m	Buah	W/m².K	W/m².K	W/m².K	M	m	Pa
0.01905	0.01351	24452	9246.020	2973.218	1568.331	6.560	6.639	8355.877
	0.01422	22071	9151.789	3011.534	1652.776	6.896	6.307	8285.422
	0.01483	20293	9075.231	3043.324	1728.453	7.172	6.048	8219.391
	0.01539	18843	9008.203	3071.656	1800.706	7.414	5.828	8154.558
	0.01575	17991	8966.641	3089.463	1848.662	7.564	5.695	8110.847
	0.0161	17218	8927.312	3106.486	1896.485	7.704	5.571	8066.882
	0.01656	16275	8877.156	3128.441	1961.239	7.882	5.416	8006.971
0.01727	14964	8802.934	3161.447	2065.736	8.138	5.194	7909.954	
0.0223	0.01542	18770	9004.695	2954.483	1457.626	7.855	6.827	8448.228
	0.01613	17154	8923.989	2987.920	1529.605	8.190	6.527	8374.682
	0.01669	16022	8863.283	3013.523	1588.687	8.443	6.308	8312.561
	0.0174	14741	8789.740	3045.073	1666.787	8.747	6.050	8228.868

Untuk mendapatkan dimensi terbaik tidak mungkin semua parameter memiliki nilai yang terbaik, namun dalam pemilihan diameter *tube* yang akan di pakai harus memiliki banyak kelebihan dari pada kekurangannya. Didalam menentukan dimensi kondensor yang baru terdapat batasan panjang *tube* maksimal sebesar 8.909 m dan diameter *shell* maksimum sebesar 6.750 m. Setelah itu, di bandingkan hasil perhitungan dari beberapa diameter *tube*, baik diameter luar maupun dalam yang

disediakan pada *Tubular Exchanger Manufacturer Association* (TEMA). Dari berbagai nilai parameter yang telah dihitung dipilih diameter luar sebesar 0.01905 m dan diameter dalam 0.01727 m, dikarenakan pada diameter tersebut memiliki koefisien konveksi diluar *tube* yang besar, *overall heat transfer coefficient* yang paling besar serta diameter *shell* yang paling kecil dan juga *pressure drop* yang paling kecil. Namun pada diameter ini memiliki kelemahan yaitu koefisien konveksi dalam *tube* yang tidak terlalu tinggi dan juga *tube* yang dibutuhkan cukup besar. Adanya kelemahan ini dipengaruhi oleh besarnya diameter dalam *tube*.

Tabel 4.4 Perbandingan design awal dan hasil *redesign*

	Awal	Baru
<i>Tube</i>		
Diameter Luar	0.025 m	0.01905 m
Diameter dalam	0.02375 m	0.01727 m
Panjang <i>Tube</i>	8.909 m	8.138 m
Jumlah <i>Tube</i>	7568	14964
Jumlah Laluan	2	2
Kecepatan aliran didalam <i>tube</i>	2 m/s	2-3 m/s
Pressure Drop	6655.85 Pa	7909.95 Pa
Bahan <i>Tube</i>	Aluminium Brass	Titanium
Konduktivitas Termal	177 W/m.K	21.9 W/m.K
<i>Shell</i>		
ST/do	1.27	1.42
<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	3352.929 W/m ² K	2065.735 W/m ² K
Jumlah <i>baffle</i>	8	8
Luasan Perpindahan Panas	10590 m ²	15326.03 m ²
<i>Pressure Drop</i>	2041.59 Pa	1709.206 Pa

Dari tabel 4.4 dapat dilihat bahwa *design* kondensor awal dan *design* kondensor yang baru memiliki beberapa perbedaan yaitu:

1. *Tube*

1.1. Diameter luar, diameter dalam dan panjang *tube*

Pada kondensor baru terdapat penambahan laju alir massa *cooling water* agar kondensor mampu pada beban 200 MW dan terdapat batasan panjang *tube* maksimal sebesar 8.909 m dan diameter *shell* 6.750 m. Dengan adanya hal tersebut, apabila menggunakan diameter awal dibutuhkan panjang *tube* lebih dari 8.909 m. Dari hasil perhitungan didapat hasil, semakin besar diameter *tube* maka panjang *tube* yang dibutuhkan akan semakin besar karena jumlah *tube* yang dibutuhkan lebih sedikit. Oleh karena itu, di butuhkan diameter yang lebih kecil dan jumlah *tube* yang lebih banyak agar dapat memenuhi batasan diatas. Diameter *tube* dan jumlah *tube* akan mempengaruhi besarnya luasan perpindahan panas. Setelah dilakukan perbandingan dengan beberapa parameter sesuai tabel 4.4 pada diameter luar *tube* sebesar 0.01905 m dan diameter dalam *tube* sebesar 0.01727 m serta jumlah *tube* 14964 memiliki nilai yang paling baik pada beberapa parameter.

1.2. *Pressure Drop*

Design kondensor yang baru memiliki nilai *pressure drop* yang lebih besar dari pada design awal. Hal ini dikarenakan diameter *tube* kondensor yang baru lebih kecil meskipun dengan kecepatan fluida yang sama.

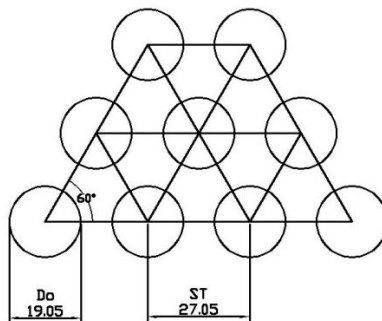
1.3. Bahan *Tube*

Bahan *tube* kondensor yang baru menggunakan Titanium sedangkan *tube* kondensor yang lama menggunakan Alumunium brass. Penggantian material ini dikarenakan Titanium memiliki beberapa kelebihan dibandingkan Alumunium Brass. Kelebihan yang pertama yaitu titanium lebih tahan terhadap erosi

yang mengikis dinding *tube* karena kecepatan didalam *tube* yang tinggi. Sehingga *tube* dengan bahan Titanium dapat di operasikan dengan kecepatan lebih tinggi dari pada Alumunium Brass. Karena ketahanannya terhadap erosi, *tube* dengan bahan titanium juga lebih mudah pada *maintanance* karena tidak perlu *ferrous injection* dalam operasionalnya, *ferrous injection* berfungsi melapisi dinding tube agar tidak menipis karena erosi. Titanium juga memiliki berat yang lebih ringan dibandingkan Alumunium Brass. Namun, Titanium memiliki harga yang lebih mahal dibandingkan Alumunium Brass.

2. *Shell*

2.1. ST/do, *Pressure Drop*



Gambar 4.4 *Layout tube hasil redesign*

Design kondensor yang baru memiliki ST/do yang lebih besar dibanding kondensor yang lama yaitu 1.42 seperti pada Gambar 4.4. Pemilihan ST/do ini berdasarkan *pressure drop* yang dihasilkan dengan jumlah *tube* yang semakin banyak. Apabila menggunakan ST/do 1.27 maka akan menghasilkan *pressure drop* yang jauh lebih tinggi dari kondensor yang lama.

2.2. Overall Heat Transfer Coefficient, Konduktivitas Termal

Nilai *overall heat transfer coefficient* hasil *redesign* memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan dengan *design* awal. Adanya perbedaan ini disebabkan karena adanya perbedaan bahan *tube* antara *design* awal dan *redesign*, *design* awal menggunakan aluminium brass dan *redesign* menggunakan titanium. Perbedaan bahan *tube* ini menyebabkan nilai konduktivitas *termal* yang berbeda. Titanium memiliki konduktivitas *termal* yang jauh lebih rendah dibandingkan aluminium brass yaitu 21.9 W/m.K dan 177 W/m.K.

2.3. Luas Perpindahan Panas

Luas perpindahan panas kondensor yang baru lebih besar dibandingkan dengan kondensor yang lama. Hal ini dikarenakan kondensor yang baru memiliki jumlah *tube* yang lebih banyak dibandingkan kondensor yang baru, meskipun kondensor baru memiliki diameter *tube* yang lebih kecil. Selain itu, konduktivitas termal Titanium jauh lebih rendah dibandingkan Aluminium Brass, sehingga diperlukan luasan yang lebih besar untuk menghasilkan laju perpindahan panas yang semakin besar.

Namun setelah dilakukan *redesign* perlu dilakukan analisa terhadap komponen lain untuk mendukung *performance* dari kondensor yang baru. Hal ini dikarenakan memiliki beberapa perbedaan dimensi dan beberapa perbedaan *properties*. Sehingga diharapkan dengan adanya penyesuaian pada komponen yang lain, dapat meningkatkan *performance* dari pembangkit yang lebih baik lagi.

4.5. Analisa performa kondensor

4.5.1. Analisa performa kondensor dengan variasi *plugging*

Untuk mengetahui performa kondensor yang baru dapat dilakukan dengan memvariasikan *plugging* antara 0% yang artinya tidak ada *plugging* sama sekali sampai *plugging* 20% dari jumlah total *tube*. Untuk perhitungan dengan variasi *plugging* akan diambil contoh pada saat kondensor mengalami 10% *plugging*. Dengan diketahui data awal dari perhitungan pada sub bab sebelumnya sebagai berikut :

$$\%plugging = 10\%$$

$$Nt = 14964$$

$$d_i = 0.01727 \text{ m}$$

$$d_o = 0.01905 \text{ m}$$

$$\dot{m}_c = 6992.943 \text{ kg/s}$$

Dengan $T_s = 315.75 \text{ K}$ didapatkan *properties* dari tabel A1 dan A6 pada buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007 sebagai berikut:

$$c_p = 4178 \text{ J/kg.K}$$

$$\rho = 998.003 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.000695 \text{ N.s/m}^2$$

$$k_{tube} = 22.2 \text{ W/m.K}$$

$$Pr = 4.62$$

$$h_o = 3161.447 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Jumlah *tube* baru

$$Nt_{plug} = Nt - (\%plugging \times Nt)$$

$$Nt_{plug} = 14964 - (10\% \times 14964)$$

$$Nt_{plug} = 13467$$

Luasan *tube* dengan *plugging*

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \pi \cdot d_i^2 \cdot Nt_{plug}$$

$$A_{tube} = \frac{1}{4} 3.14 \times (0.01727 \text{ m})^2 \times 13467$$

$$A_{tube} = 3.153 \text{ m}^2$$

Kecepatan didalam tube

$$v_{tube} = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot A_{tube}}$$

$$v_{tube} = \frac{6992.943 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3.153 \text{ m}^2}$$

$$v_{tube} = 2.22 \text{ m/s}$$

Reynold number

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{tube} \cdot d_i}{\mu}$$

$$Re = \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2.22 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.01727 \text{ m}}{0.000695 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}}$$

$$Re = 55109.55$$

Nusselt number

$$Nu = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 \times 55109.55^{\frac{4}{5}} 4.62^{0.4}$$

$$Nu = 263.369$$

Koefisien konveksi

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i}$$

$$h_i = \frac{263.369 \times 22.2 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0.01727 \text{ m}}$$

$$h_i = 9577.086 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Overall heat transfer coefficient

$$U_p = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_p = \frac{1}{\frac{0.01905 \text{ m}}{0.01727 \text{ m} \times 9577.086 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{(0.01905 \text{ m}) \ln(0.01905 \text{ m}/0.01727 \text{ m})}{2 \times 22.2 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}} + \frac{1}{3161.447 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

$$U_p = 2111.587 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kapasitas panas sisi shell dan tube

$$C_h = \infty$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_p$$

$$C_c = 6992.943 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4178 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$C_{min} = C_c = 29216514.6 \text{ J/s}\cdot\text{K}$$

Luasan perpindahan panas

$$A_o = \pi d_o L N t_{plug}$$

$$A_o = \pi \times 0.01727 \text{ m} \times 8.909 \text{ m} \times 26934$$

$$A_o = 13112.354 \text{ m}^2$$

Number of transfer unit

$$NTU = \frac{U_p A_o}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{2111.587 \text{ W/m}^2\text{K} \times 13112.354 \text{ m}^2}{29216514.6 \text{ J/s}\cdot\text{K}}$$

$$NTU = 0.947$$

Effectiveness

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-0.947)$$

$$\varepsilon = 0.6123$$

Pressure drop

Sebelum menghitung *pressure drop* terlebih dahulu menghitung koefisien gesek dan menentukan nilai k dari tabel A2 pada lampiran k akibat *entrance* sebesar 0.5 dan akibat *exit* sebesar 1, Untuk menghitung koefisien gesek menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$f = (1.58 \ln R_e - 3.25)^{-2}$$

$$f = (1.58 \ln(55109.55) - 3.25)^{-2}$$

$$f = 0.005103$$

$$\Delta P_{mayor} = f \frac{\rho \bar{v}}{m}$$

$$\Delta P_{mayor} = 0.005103 \frac{m}{m} \frac{998.003 \frac{kg}{m^3} \times (2.22 \frac{m}{s})}{m}$$

$$\Delta P_{mayor} = 5925.585 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{minor} = k \frac{\rho \bar{v}}{m} + k \frac{\rho \bar{v}}{m}$$

$$\Delta P_{minor} = (1 + 0.5) \frac{998.003 \frac{kg}{m^3} \times (2.22 \frac{m}{s})}{m}$$

$$\Delta P_{minor} = (1 + 0.5) \frac{998.003 \frac{kg}{m^3} \times (2.22 \frac{m}{s})}{m}$$

$$\Delta P_{minor} = 3696.307 \text{ Pa}$$

Jumlah total *major losses* dan *minor losses*.

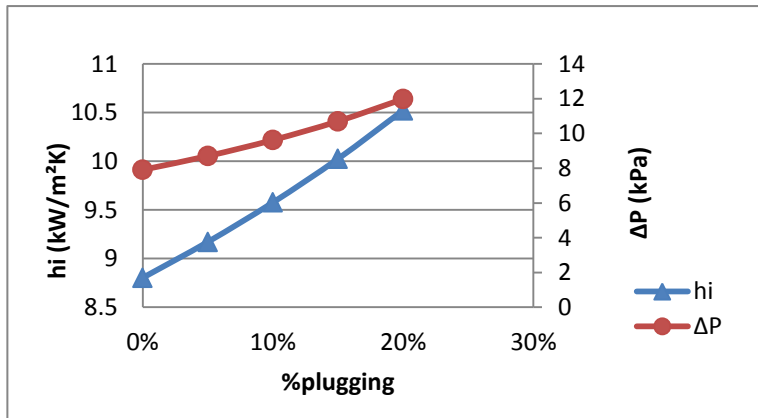
$$\Delta P_{tube} = \Delta P_{mayor} + \Delta P_{minor}$$

$$\Delta P_{tube} = 5925.585 \text{ Pa} + 3696.307 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{tube} = 9621.892 \text{ Pa}$$

Tabel 4.5 Hasil perhitungan performa kondensor dengan variasi *plugging*

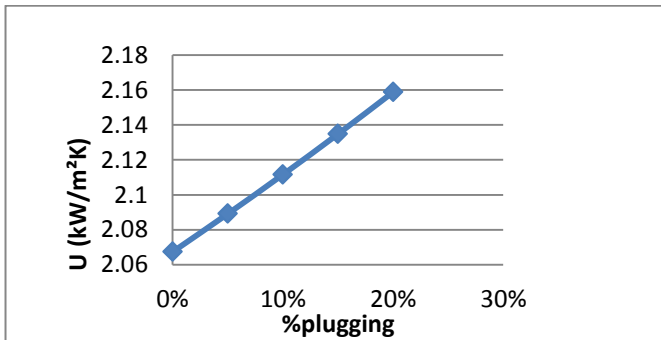
%plugging	Nt baru	v tube	hi	U	ΔP	NTU	effectiveness
	buah	m/s	W/m ² .K	W/m ² .K	Pa		
0	14964	2	8802.934	2067.369	7909.954	1.0309271	0.643324
5	14216	2.105	9171.673	2089.128	8701.221	0.9896885	0.628308
10	13467	2.222	9577.087	2111.587	9621.892	0.9476793	0.61236
15	12719	2.352	10025.18	2134.794	10702.28	0.904867	0.595404
20	11971	2.5	10523.38	2158.8	11982.22	0.8612165	0.577352



Gambar 4.5 Grafik pengaruh *plugging* terhadap koefisien konveksi dan *pressure drop* sisi tube

Plugging merupakan penyumbatan *tube* yang disebabkan oleh beberapa hal yaitu karena adanya kebocoran *tube*, penyumbatan karena kotoran, atau karena adanya *tube* yang patah. Pada Gambar 4.4 divariasikan *plugging* antara 0%-20%, dari variasi tersebut didapatkan semakin tinggi jumlah *plugging* maka akan menyebabkan koefisien konveksi dan *pressure drop* yang semakin tinggi. Kondisi 0% merupakan kondisi saat *tube* bersih tanpa *plugging*. Koefisien konveksi dan *pressure drop* tertinggi terjadi pada saat *plugging* 20% yaitu dengan koefisien konveksi sebesar 10523.38 W/m².K dan *pressure drop* sebesar 11982.22 Pa. Setiap kenaikan *plugging* 5% atau sebanyak 748 tube di *plug* akan menaikkan koefisien konveksi sebesar 0.045 W/m².K dan menaikkan *pressure drop* sebesar 0.109 Pa. Hal ini

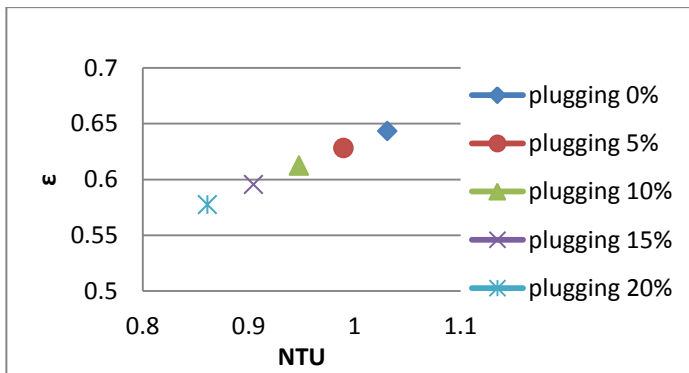
terjadi dikarenakan *plugging* akan mengurangi jumlah *tube* yang dilalui *cooling water* sehingga luasan *tube* yang dilalui *cooling water* akan berkurang yang menyebabkan semakin tingginya kecepatan didalam *tube*. Dengan semakin tingginya kecepatan yang ada didalam *tube* maka akan menaikkan *Reynold number* dan *Nusselt number*. Adanya kenaikan *Reynold number* dan *Nusselt number* juga akan menaikkan koefisien konveksi. Selain itu, naiknya kecepatan pada *tube* juga memberikan dampak negatif yaitu naiknya *pressure drop* serta semakin kecilnya luasan perpindahan panas. Adanya *pressure drop* yang semakin tinggi tentunya tidak diinginkan karena menyebabkan kerja pompa *cooling water* akan semakin berat dan juga adanya getaran yang tinggi pada *tube*. Oleh karena itu, adanya *plugging* tidak boleh dibiarkan terus menerus agar tidak menyebabkan *pressure drop* yang tinggi, sehingga perlu diadakan penggantian *tube* (*retubing*).



Gambar 4.6 Grafik pengaruh *plugging* terhadap overall heat transfer coefficient

Dari Gambar 4.6 dapat dilihat semakin tinggi *plugging* maka akan semakin menaikkan overall heat transfer coefficient. Nilai tertinggi overall heat transfer coefficient tertinggi saat *plugging* 20% yaitu sebesar 2158.8 W/m²K sedangkan nilai overall heat coefficient terendah terjadi saat *plugging* 0% yaitu saat *tube* dalam kondisi bersih belum terjadi *plugging* sama sekali

sesuai design awal, dengan nilai *overall heat transfer coefficient* sebesar 2067.369 W/m²K. Hal ini terjadi karena *plugging* menurunkan luasan *tube* yang dilalui aliran air laut, sehingga kecepatan yang melewati *tube* akan semakin tinggi. Akibat adanya kecepatan yang tinggi maka nilai *Reynold number* dan koefisien konveksi akan naik juga, begitu pula dengan nilai *overall heat transfer coefficient*. Namun adanya *plugging* akan memberikan dampak negatif berupa semakin tingginya nilai dari *pressure drop* dalam tube seperti pada pembahasan sebelumnya.



Gambar 4.7 Grafik pengaruh *plugging* terhadap NTU dan effectiveness

Adanya *plugging* juga akan mempengaruhi nilai *effectiveness* dari kondensor. Dari Gambar 4.5 dapat diketahui bahwa semakin tinggi *plugging* maka nilai *effectiveness* akan semakin rendah dimana *effectiveness* paling rendah pada saat *plugging* 20% dengan *effectiveness* 0.57 atau 57%. Pada saat *plugging* 0% merupakan keadaan awal *design* saat masih belum terjadi *plugging* sama sekali, pada saat tersebut *effectiveness* memiliki nilai 64.33%. Dengan kenaikan *plugging* 5% akan menurunkan nilai *effectiveness* sebesar 0.0266 atau 2.66%. Hal ini terjadi karena *plugging* akan mengurangi jumlah *tube* yang di lewati *cooling water*, sehingga akan mengurangi luasan

perpindahan panas meskipun harga *overall heat transfer coefficient* akan naik akibat naiknya koefisien konveksi. Dengan nilai C_{\min} yang tetap maka akan menurunkan nilai NTU, sehingga akan menurunkan nilai *effectiveness* juga. Jadi semakin tinggi jumlah plugging maka nilai *effectiveness* dari kondensor akan semakin turun.

4.5.2. Analisa performa kondensor dengan variasi *fouling*

Untuk mengetahui performa kondensor juga dapat dilakukan dengan memvariasikan *fouling* yang terjadi. *Fouling* divariasikan antara 0% yang berarti tidak ada *fouling* sama sekali sampai *fouling* 20% dari diameter *tube*. Untuk perhitungan dengan variasi *fouling* akan diambil contoh pada saat kondensor mengalami 10% *fouling*. Dengan beberapa data yang diperoleh dari perhitungan pada sub bab sebelumnya sebagai berikut:

$$\%fouling = 10\%$$

$$Nt = 14964$$

$$d_i = 0.01727 \text{ m}$$

$$d_o = 0.01905 \text{ m}$$

$$\dot{m}_c = 6992.943 \text{ kg/s}$$

$$h_o = 3161.447 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$R_{f,i} = 0.000088 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \text{ (dari tabel A4)}$$

Dengan $T_s = 315.75 \text{ K}$ didapatkan properties dari tabel A1 dan A6 pada buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007 sebagai berikut:

$$c_p = 4178 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$\rho = 998.003 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.000695 \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$k_{tube} = 22.2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$Pr = 4.62$$

Diameter tube baru

$$d_f = d_i - (\%fouling \times d_i)$$

$$d_f = 0.01727 - (10\% \times 0.01727)$$

$$d_f = 0.015543 \text{ m}$$

Luasan tube dengan fouling

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \pi \cdot d_f^2 \cdot Nt$$

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \cdot 3.14 \times (0.015543 \text{ m})^2 \times 14964$$

$$A_{tube} = 2.837 \text{ m}^2$$

Kecepatan didalam tube

$$v_{tube} = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot A_{tube}}$$

$$v_{tube} = \frac{6992.943 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2.837 \text{ m}^2}$$

$$v_{tube} = 2.469 \text{ m/s}$$

Reynold number

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{tube} \cdot d_f}{\mu}$$

$$Re = \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2.469 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.015543 \text{ m}}{0.000695 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}}$$

$$Re = 55109.55$$

Nusselt number

$$Nu = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 \times 55109.55^{\frac{4}{5}} \cdot 4.62^{0.4}$$

$$Nu = 263.369$$

Koefisien konveksi

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_f}$$

$$h_i = \frac{263.369 \times 22.2 \frac{W}{m \cdot K}}{0.015543 \text{ m}}$$

$$h_i = 10641.2076 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Overall heat transfer coefficient

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o}{d_i} R_{fi} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{0.01905 \text{ m}}{0.01727 \text{ m} \times 10641.2076 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{0.01905 \text{ m}}{0.01727 \text{ m}} \cdot 0.000088 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} + \frac{(0.01905 \text{ m}) \ln\left(\frac{0.01905 \text{ m}}{0.01727 \text{ m}}\right)}{2 \times 22.2 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} + \frac{1}{3161.447 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

$$U_f = 1595.816 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kapasitas panas sisi shell dan tube

$$C_h = \infty$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_p$$

$$C_c = 6992.943 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$C_{min} = C_c = 29216514.6 \text{ J/s} \cdot \text{K}$$

Luasan perpindahan panas

$$A_o = \pi d_o L N t$$

$$A_o = \pi \times 0.01727 \times 8.909 \times 29928$$

$$A_o = 14569.282 \text{ m}^2$$

Number of transfer unit

$$NTU = \frac{U_f A_o}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{1595.816 \text{ W/m}^2\text{K} \times 14569.282 \text{ m}^2}{29216514.6 \text{ J/s.K}}$$

$$NTU = 0.795$$

Effectiveness

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-0.795)$$

$$\varepsilon = 0.5487$$

Pressure drop

Sebelum menghitung *pressure drop* terlebih dahulu menghitung koefisien gesek dan menentukan nilai k dari tabel A2 pada lampiran dengan k akibat *entrance* sebesar 0.5 dan akibat *exit* sebesar 1, Untuk menghitung koefisien gesek menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$f = (1.58 \ln R_e - 3.25)^{-2}$$

$$f = (1.58 \ln(55109.55) - 3.25)^{-2}$$

$$f = 0.00510$$

$$\Delta P_{major} = f \frac{\rho \bar{v}}{2}$$

$$\Delta P_{major} = 0.00510 \frac{8.909 \text{ m}}{0.01727 \text{ m}} \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (2.46 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2}$$

$$\Delta P_{major} = 7315.536 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{minor} = k \frac{\rho \bar{v}}{2} + k \frac{\rho \bar{v}}{2}$$

$$\Delta P_{minor} = (1 + 0.5) \frac{998.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (2.469 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2}$$

$$\Delta P_{minor} = 4563.342 \text{ Pa}$$

Jumlah total *major losses* dan *minor losses*

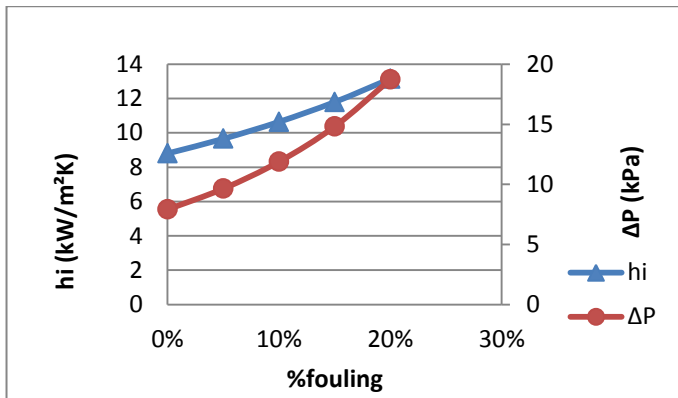
$$\Delta P_{tube} = \Delta P_{mayor} + \Delta P_{minor}$$

$$\Delta P_{tube} = 7315.536 \text{ Pa} + 4563.342 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{tube} = 11878.879 \text{ Pa}$$

Tabel 4.6 Hasil perhitungan performa kondensor dengan variasi *fouling*

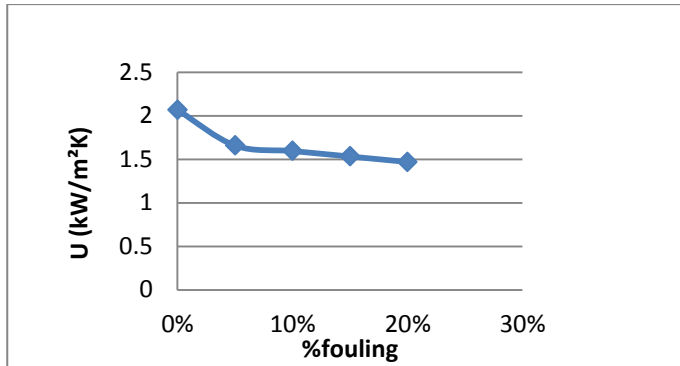
%fouling	Df	v tube	hi	U	ΔP_{tube}	NTU	Effectiveness
	m	m/s	W/m ² .K	W/m ² .K	Pa		
0%	0.01727	2	8802.933	2067.369	7909.954	1.030927	0.6433
5%	0.0164065	2.216	9654.392	1658.773	9641.242	0.827174	0.5627
10%	0.015543	2.469	10641.207	1595.816	11878.88	0.79578	0.5487
15%	0.0146795	2.768	11794.332	1532.899	14812.85	0.764405	0.5343
20%	0.013816	3.125	13154.230	1469.943	18722.22	0.733011	0.5195



Gambar 4.8 Grafik pengaruh *fouling* terhadap koefisien konveksi dan *pressure drop* sisi *tube*

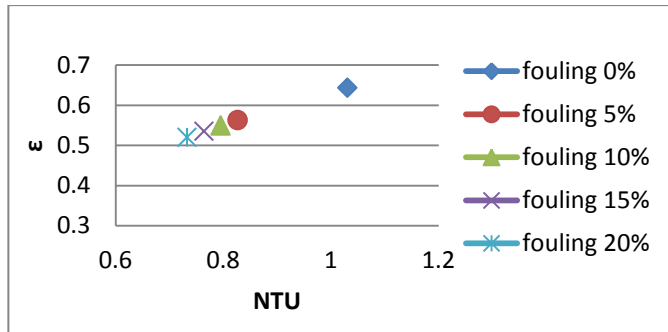
Fouling merupakan pengurangan diameter dalam *tube*, yang disebabkan oleh beberapa hal yaitu karena adanya kotoran yang menempel di dinding *tube* atau karena adanya kerak yang disebabkan *cooling water* yang tidak bersih seperti terdapat kandungan garam yang menyebabkan kristalisasi, serta sampah yang ikut masuk ke dalam *tube* kondensor. Pada Gambar 4.6 divariasikan *fouling* antara 0%-20%, dari variasi tersebut

didapatkan hasil semakin tinggi jumlah *fouling* maka akan menyebabkan koefisien konveksi dan *pressure drop* yang semakin tinggi serta nilai *overall heat transfer coefficient* yang semakin kecil. Kondisi 0% merupakan kondisi awal *design* dimana *tube* masih dalam keadaan bersih belum ada *fouling* sama sekali. Koefisien konveksi dan *pressure drop* tertinggi terjadi pada saat *fouling* 20% yaitu dengan koefisien konveksi sebesar 13154.230 W/m².K dan *pressure drop* sebesar 18722.22 Pa. Setiap kenaikan *fouling* 5% atau pengurangan diameter 0.8 mm maka akan menaikkan koefisien konveksi sebesar 0.1056 W/m.K , *pressure drop* 0.2411 Pa. Hal ini terjadi dikarenakan *fouling* akan mengurangi diameter dalam *tube* yang dilalui *cooling water* sehingga luasan *tube* yang dilalui *cooling water* akan berkurang yang menyebabkan semakin tingginya kecepatan didalam *tube*. Dengan semakin tingginya kecepatan yang ada didalam *tube* maka akan menaikkan *Reynold number* dan *Nusselt Number*. Kenaikan *reynold number* dan *Nusselt Number* akan menaikkan koefisien konveksi dan *pressure drop*. Adanya *pressure drop* yang semakin tinggi tentunya tidak diinginkan karena menyebabkan kerja *pompa cooling water* akan semakin berat dan juga adanya getaran yang tinggi pada *tube*. Oleh karena itu, adanya *fouling* tidak boleh dibiarkan terus menerus agar tidak menyebabkan *pressure drop* yang tinggi, sehingga perlu diadakan pembersihan *tube* secara berkala pada tiap *tube*.



Gambar 4.9 Grafik pengaruh *fouling* terhadap overall heat transfer coefficient

Dari Gambar 4.9 dapat dilihat semakin tinggi *fouling* maka akan semakin menurunkan *overall heat transfer coefficient*. Nilai tertinggi *overall heat transfer coefficient* tertinggi saat *fouling* 0% yaitu saat *tube* dalam kondisi bersih belum terjadi *fouling* sama sekali, dengan nilai *overall heat transfer coefficient* 2067.369 W/m²K sedangkan nilai *overall heat coefficient* terendah terjadi saat *fouling* 20% yaitu sebesar 1469.943 W/m²K. Hal ini terjadi karena *fouling* akibat dari adanya kotoran atau kerak yang memberikan tambahan hambatan termal pada *tube*. Sisi positif dari adanya *fouling* adalah semakin tingginya koefisien konveksi akibat dari semakin tingginya kecepatan di dalam *tube*. Namun, tingginya nilai koefisien konveksi tidak dapat memberikan nilai *overall heat transfer coefficient* yang tinggi karena juga terdapat hambatan *termal* yang semakin tinggi juga.



Gambar 4.10 Grafik pengaruh *fouling* terhadap NTU dan effectiveness

Adanya *fouling* juga akan mempengaruhi nilai *effectiveness* dari kondensor. Dari Gambar 4.7 dapat diketahui bahwa semakin tinggi *fouling* maka nilai *effectiveness* akan semakin rendah dimana *effectiveness* paling rendah pada saat *fouling* 20% dengan *effectiveness* 0.51 atau 51%. Pada saat *fouling* 0% merupakan keadaan awal design saat masih belum terjadi *fouling* sama sekali, pada saat tersebut *effectiveness* memiliki nilai 64.33%. Setiap penambahan *fouling* 5% atau pengurangan diameter *tube* sebesar 0.8 mm maka akan menurunkan *effectiveness* sebesar 5.93%. Hal ini terjadi karena *fouling* akan mengurangi luasan diameter dalam *tube* yang di lewati *cooling water* sehingga akan menaikkan kecepatan didalam *tube*, yang selanjutnya akan menaikkan koefisien konveksi namun terjadi penurunan pada nilai *overall heat transfer coefficient*. Dengan adanya penurunan nilai *overall heat transfer coefficient* dan nilai C_{\min} yang tetap maka akan menurunkan nilai NTU yang akan menurunkan nilai *effectiveness* juga. Jadi semakin tinggi jumlah *fouling* maka nilai *effectiveness* dari kondensor akan semakin turun.

4.6. Perbandingan performa kondensor

Tabel 4.7 Perbandingan properties hasil *design*, 10% *plugging* dan 10% *fouling*

Keterangan	<i>Design</i>	10% <i>Plugging</i>	10% <i>Fouling</i>
Diameter dalam <i>tube</i>	0.01727 m	0.01727 m	0.015543 m
Jumlah <i>tube</i>	14964	13467	14964
Kecepatan dalam <i>tube</i>	2 m/s	2.22 m/s	2.469 m/s
Luasan <i>tube</i>	3.503 m ²	3.153 m ²	2.837 m ²
Koefisien konveksi	8802.93 W/m ² .K	9577.08 W/m ² .K	10641.20 W/m ² .K
<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	2065.73 W/m ² .K	2111.58 W/m ² .K	1595.81 W/m ² .K
<i>Pressure Drop</i>	7909.953 Pa	9621.892 Pa	11878.879 Pa

Dari pembahasan sub bab 4.5.1 dan 4.5.2 diketahui semakin tingginya *fouling* dan *plugging* maka akan meningkatkan beberapa *properties* pada kondensor. Dari Tabel 4.7 dapat dilihat bahwa adanya *plugging* dan *fouling* akan meningkatkan kecepatan dalam *tube*, koefisien konveksi serta *pressure drop*. Namun, *plugging* dan *fouling* akan menurunkan adanya *overall heat transfer coefficient*. Perbedaan pada *plugging* dan *fouling* yaitu pada diameter *tube* dan jumlah *tube* yang dilalui, *plugging* akan menurunkan jumlah *tube* yang dilalui karena di *plug* sedangkan *fouling* memperkecil diameter dalam *tube* karena adanya kerak atau kotoran yang menempel pada *tube*. Apabila pada prosentase yang sama yaitu 10% *fouling* lebih memiliki pengaruh yang besar dibandingkan *plugging*, dimana dapat dilihat pada Tabel 4.7 kecepatan dalam *tube*, koefisien konveksi, *pressure drop fouling* lebih tinggi dibandingkan *plugging*. Selain itu, *overall heat transfer coefficient* pada saat *fouling* 10% lebih rendah di bandingkan *plugging* 10%.

BAB V PENUTUP

4.7. Kesimpulan

Setelah dilakukan perancangan dimensi kondensor dan perhitungan terhadap performa kondensor yang baru dengan memvariasikan jumlah *plugging dan fouling*, didapatkan beberapa kesimpulan yaitu:

1. Dari data operasional diketahui untuk meningkatkan pembebanan dari 185 MW menjadi 200 MW dibutuhkan penambahan laju alir massa air laut sebesar 36.12% dari 5137.127 kg/s menjadi 6992.942 kg/s, sehingga menyebabkan kecepatan dalam *tube* kondensor sebesar 2.04 m/s yang melebihi batas maksimal kecepatan yang di ijinakan yaitu 2 m/s.
2. Dari perancangan kondensor didapatkan dimensi kondensor yang baru yaitu, diameter luar *tube* 0.01905 m, diameter dalam *tube* 0.01727 m, ST/do 1.42, panjang *tube* 8.138 m dan jumlah *tube* 14964 buah yang tersusun *staggered* dengan. Terdapat 2 laluan yang melewati *tube* dan kecepatan fluida yang melewati *tube* sebesar 2 m/s dengan *pressure drop* yang terjadi pada sisi *tube* sebesar 7909.95 Pa.
3. Pada sisi *shell* didapat jumlah *baffle* sebanyak 8 buah dan luas perpindahan panas sebesar 15326.03 m². *Pressure drop* yang terjadi pada sisi *shell* sebesar 1709.206 Pa.
4. Dengan semakin naiknya jumlah *plugging* maka akan meningkatkan koefisien konveksi dan menaikkan *pressure drop* pada *tube* serta menurunkan *effectiveness* dan luas perpindahan panas kondensor. Jika terjadi kenaikan *plugging* 5% atau 748 *tube* di *plug* maka akan menaikkan koefisien konveksi sebesar 0.0456 W/m.K, *pressure drop* 0.1094 Pa

serta menurunkan *effectiveness* dan luas perpindahan panas sebesar 2.66% dan 0.229511m^2 .

5. Dengan semakin naiknya jumlah *fouling* maka akan meningkatkan koefisien konveksi dan menaikkan *pressure drop* pada *tube* serta menurunkan *effectiveness* dan *overall heat transfer coefficient* kondensor. Jika terjadi kenaikan *fouling* 5% atau pengurangan diameter 0.8 mm maka akan menaikkan koefisien konveksi sebesar 0.1056 W/m.K , *pressure drop* 0.2411 Pa serta menurunkan *effectiveness* dan *overall heat transfer coefficient* sebesar 5.93% dan 0.092412 W/m.K .

4.8. Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah dilakukan perancangan kondensor adalah sebagai berikut:

1. Diperlukan pengukuran laju alir massa dari *sea water* sebagai validasi dari perhitungan dalam perancangan kondensor.
2. Diperlukannya buku atau referensi lainnya yang khusus membahas kondensor dan standar-standar yang diperlukan saat merancang kondensor.

DAFTAR PUSTAKA

Fox, Robert W. Pritchard, Philip J. McDonald, Alan T. 2003. ***Introduction To Fluid Mechanics***. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd : Asia

Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. ***Fundamentals of Heat and Mass Transfer***. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd : Hoboken.

Kakac, Sadik. Liu, Hongtan. 2002. ***Heat Exchanger Selections, Rating, and Thermal Design***. CRC Press LLC, 2000 N. W. Corporate Blvd: Boca Raton, Florida.

Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2005. ***Fundamentals of Engineering Thermodynamics***. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ : England

Suradika, Darmaji. 2011. ***Redesign Dan Recalculation High Pressure Heater (HPH) 7 PT PJB UP. Paiton Pada Zona Desuperheating Dengan Analisa Thermodinamika Dan Perpindahan Panas***. Surabaya: Teknik Mesin ITS

Vicca, Tri. 2012. ***Redesign Dan Penentuan Waktu Maintanance Kondensor Unit 3 PT. PJB UP Gresik Dengan Analisa Thermodinamika Dan Perpindahan Panas***. Surabaya: Teknik Mesin ITS

Halaman ini sengaja dikosongkan

RIWAYAT PENULIS



Bagus Wahyu Hadi Atmaja, lahir di Lumajang pada 22 September 1990, merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari SDN Sumbersari 04 . Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 1 Sukodono pada tahun 2003, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 2 Lumajang pada tahun 2006. Ketertarikan penulis pada dunia keteknikan mendorong penulis untuk berkuliah di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dan mengambil Jurusan Teknik Mesin pada tahun 2009 dan memperoleh NRP 2109100057.

Penulis senantiasa aktif dalam kegiatan akademik dan kemahasiswaan. Penulis aktif mengikuti kegiatan Laboraturium Perpindahan Panas dan Massa, menjabat sebagai Koordinator Praktikum Perpindahan Panas dan Massa pada semester 8. Dalam bidang kemahasiswaan penulis aktif berkecimpung menjadi pengurus Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas Teknologi Industri (BEM FTI) ITS mendapat amanah sebagai kepala biro Pengabdian Masyarakat (Pengmas) periode 2011-2012.

Dengan segenap doa dan usaha penulis berhasil menyelesaikan pendidikan S1 selama 4.5 tahun. Berbekal ilmu serta semangat dan kerja keras, penulis berharap menjadi pribadi yang dapat bermanfaat bagi keluarga almamater dan bangsa. Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email bagus.wahyu2209@gmail.com.

Halaman ini sengaja di kosongkan



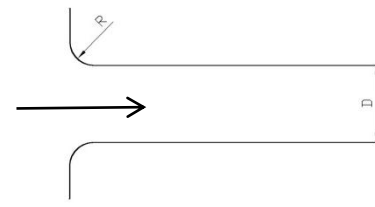



LAMPIRAN A

Tabel A 1 Spesifikasi Kondensor

SPESIFIKASI CONDENSOR	
Jumlah	1 set/Unit
Tipe	Datar dua laluan aliran
Kemampuan	2.141×10^8
Permukaan Kondensor	10590 m^2
Tekanan Absolut	65 mmHg
Faktor Kebersihan	85 %
Koefisien Pemindahan Panas Keseluruhan	$2883 \text{ Kcal/h/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$
Kandungan Oksigen Dalam Air Kondensat	0.01 CC/Lt
Kapasitas Hotwell	30 m^3
COOLING WATER	
Media Pendingin	Sea Water
Jumlah	244 m^3
Inlet Temperatur	30°C
Kecepatan Aliran Dalam <i>Tube</i>	2 m/s
Jumlah Laluan Air	2 full reverse flow
Kenaikan Suhu	9°C
Pressure Drop Through	4.3 mAq
KONDENSOR <i>TUBE</i>	
Diameter Luar	25 mm
Ketebalan	1.25 mm
Jumlah Total	15136 <i>tube</i>

Panjang Efektif	8.909 mm	
Panjang Keseluruhan	8.967 mm	
Data Material Condensor		
Bagian	TEBAL	BAHAN
Shell Plat & Hot Well	16.19 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Water Box	28 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Cover Water Box	28 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Tube Plat	16 mm	NAVAL BRASE JIS H 3203NBS PI
Plat Penyangga	16 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Cooling Water	25 mm OD x 1.25 mm	JIS H 4631 TTH 35 W
Exhaust Neck Expansion Joint		JIS 4304 SUS 304
Baut Water Box		JIS 4107 SMB7
Mur Water Box		JIS 4051 S45C
Tube		JIS H 3300C6870T

Tabel A 2 Koefisien kerugian minor akibat bentuk entrance dan exit

Entrance												
Type				Koefisien minor loses								
Reentrant				0.78								
Square-edge				0.5								
Rounded				<table border="1"> <tr> <td>r/D</td> <td>0.02</td> <td>0.09</td> <td>0.13</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>0.28</td> <td>0.15</td> <td>0.04</td> </tr> </table>	r/D	0.02	0.09	0.13	k	0.28	0.15	0.04
r/D	0.02	0.09	0.13									
k	0.28	0.15	0.04									
Exit												
Type				Koefisien minor loses								
Reentrant				1.0								
Square-edge				1.0								
Rounded				1.0								

Sumber : Robert W Fox, Philip J Pitchard, Alan TmcDonald. 2003

Tabel A 3 Karakteristik tube pada TEMA

Do	Di	Do/di	PT	PT/Do
mm	mm		mm	
6.35	4.93	1.288032	7.94 9.53	1.25 1.50
	5.23	1.214149		
	5.44	1.167279		
	5.54	1.146209		
9.53	7.04	1.353693	12.7 13.49	1.33 1.42
	7.75	1.229677		
	6.1	1.562295		
	6.41	1.486739		
12.7	9.4	1.351064	15.88 16.67 17.46	1.25 1.31 1.37
	10.21	1.243879		
	10.92	1.163004		
	11.28	1.125887		
15.88	10.34	1.535783	19.84 20.64 22.23	1.25 1.30 1.40
	11.05	1.437104		
	11.86	1.338954		
	12.22	1.299509		
	12.57	1.263325		
	12.93	1.228152		
	13.39	1.18596		
	13.74	1.15575		
19.05	14.1	1.126241	23.81 25.40 26.88 28.58	1.25 1.33 1.42 1.50
	12.24	1.556373		
	12.95	1.471042		
	13.51	1.410067		
	14.22	1.339662		
	14.83	1.284558		
	15.39	1.237817		
	15.75	1.209524		
	16.1	1.18323		
16.56	1.150362			
17.27	1.103069			

(Lanjutan)

Do	Di	Do/di	PT	PT/Do
mm	mm		mm	
22.3	15.42	1.446174	27.76 28.58 30.16 31.75	1.25 1.29 1.36 1.43
	16.13	1.382517		
	16.69	1.336129		
	17.4	1.281609		
	18.01	1.238201		
	18.57	1.200862		
	18.92	1.178647		
	19.28	1.156639		
	19.74	1.129686		
	20.45	1.090465		
25.4	17.02	1.492362	31.75 33.34 34.93	1.25 1.31 1.38
	18.59	1.366326		
	19.3	1.316062		
	19.86	1.278953		
	20.57	1.234808		
	21.18	1.199245		
	21.74	1.168353		
	22.1	1.149321		
	22.91	1.108686		
23.62	1.07536			
31.75	22.61	1.404246	39.69	1.25
	23.37	1.358579		
	24.94	1.273055		
	25.65	1.237817		
	26.21	1.21137		
	26.92	1.179421		
	27.53	1.153287		
	28.45	1.115993		
	29.26	1.085099		
29.97	1.059393			
38.1	31.29	1.217641	47.63	1.25
	32.56	1.170147		
	33.88	1.124557		
	34.8	1.094828		
50.8	44.7	1.136465	63.5	1.25
	45.26	1.122404		
	45.97	1.105069		
	46.58	1.090597		

Sumber : Tubular Exchanger Manufacturing Association, Ninth Edition, Jim Barbee, 2007

Tabel A 4 Tabel Fouling Resistance for Water

Fouling Resistances for Water

Temperature of Heating Medium	Up to 115°C 50°C		R_f ($m^2 \cdot K/W$) 115 to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
Temperature of Water				
Water Velocity (m/s)				
Seawater	0.00088	0.00088	0.000176	0.000176
Brackish water	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Sumber : Heat Exchanger selections, Rating and Thermal Design, Second Edition, Sadik Kakac, 2002

LAMPIRAN B

Tabel B 1 Hasil perhitungan mencari diameter tube dengan parameter terbaik

Do	Di	Atube	Nt	Red	Nu	hi	Ja	h'fg	NL
m	m	m ²	buah			W/m ² .K		J/kg	buah
0.01905	0.01224	0.000118	29790	35152.681	183.802	9430.389	0.012586	2410455.49	244
0.01905	0.01295	0.000132	26613	37191.766	192.284	9324.637	0.012586	2410455.49	231
0.01905	0.01351	0.000143	24452	38800.059	198.907	9246.020	0.012586	2410455.49	221
0.01905	0.01422	0.000159	22071	40839.144	207.227	9151.789	0.012586	2410455.49	210
0.01905	0.01483	0.000173	20293	42591.035	214.308	9075.231	0.012586	2410455.49	201
0.01905	0.01539	0.000186	18843	44199.327	220.758	9008.203	0.012586	2410455.49	194
0.01905	0.01575	0.000195	17991	45233.229	224.880	8966.641	0.012586	2410455.49	190
0.01905	0.0161	0.000203	17218	46238.412	228.869	8927.312	0.012586	2410455.49	186
0.01905	0.01656	0.000215	16275	47559.510	234.086	8877.156	0.012586	2410455.49	180
0.01905	0.01727	0.000234	14964	49598.595	242.081	8802.934	0.012586	2410455.49	173
0.0223	0.01542	0.000187	18770	44285.486	221.103	9004.695	0.012586	2410455.49	194
0.0223	0.01613	0.000204	17154	46324.571	229.210	8923.989	0.012586	2410455.49	185
0.0223	0.01669	0.000219	16022	47932.864	235.554	8863.283	0.012586	2410455.49	179
0.0223	0.0174	0.000238	14741	49971.949	243.537	8789.740	0.012586	2410455.49	172

ho	U	Ao	L	f	ΔP tube			ID shell
					mayor	minor	total	
W/m ² .K	W/m ² .K	m ²	m		Pa	Pa	Pa	m
2900.736	1425.926	21106.496	5.922	0.00566	5469.141	2994.009	8463.150	7.328
2941.916	1504.254	20007.449	6.284	0.00559	5412.267	2994.009	8406.276	6.926
2973.218	1568.331	19190.008	6.560	0.00553	5361.868	2994.009	8355.877	6.639
3011.534	1652.776	18209.545	6.896	0.00547	5291.413	2994.009	8285.422	6.307
3043.324	1728.453	17412.267	7.172	0.00541	5225.382	2994.009	8219.391	6.048
3071.656	1800.706	16713.607	7.414	0.00537	5160.549	2994.009	8154.558	5.828
3089.463	1848.662	16280.043	7.564	0.00534	5116.838	2994.009	8110.847	5.695
3106.486	1896.485	15869.511	7.704	0.00531	5072.873	2994.009	8066.882	5.571
3128.441	1961.239	15345.551	7.882	0.00528	5012.962	2994.009	8006.971	5.416
3161.447	2065.736	14569.283	8.138	0.00523	4915.945	2994.009	7909.954	5.194
2954.483	1457.626	20647.467	7.855	0.00536	5454.219	2994.009	8448.228	6.827
2987.920	1529.605	19675.863	8.190	0.00531	5380.673	2994.009	8374.682	6.527
3013.523	1588.687	18944.127	8.443	0.00527	5318.552	2994.009	8312.561	6.308
3045.073	1666.787	18056.471	8.747	0.00522	5234.859	2994.009	8228.868	6.050

f	As	Gs	Nb	Ds	De	ϕ	Re	ΔP
	m	kg/m ² s		m	m			Pa
0.274337	1.551806	79.49319914	8	5.193532	0.023327	1.001280666	18749.815	1738.075

Tabel B 2 Hasil Perhitungan variasi fouling 0%-20%

Do	Di	%fouling	Df	Rf	A tube	v tube	Re	Nu
m	m		m	m ² .K/W	m ²	m/s		
0.01905	0.01727	0	0.0173	0.000088	3.5035	2.000	49598.60	242.081
0.01905	0.01727	0.05	0.0164	0.000088	3.1619	2.216	52209.05	252.221
0.01905	0.01727	0.1	0.0155	0.000088	2.8378	2.469	55109.55	263.370
0.01905	0.01727	0.15	0.0147	0.000088	2.5313	2.768	58351.29	275.693
0.01905	0.01727	0.2	0.0138	0.000088	2.2422	3.125	61998.24	289.393

hi	Uf	Cc	NTU	ϵ	f	ΔP tube		
						mayor	minor	total
W/m ² .K	W/m ² .K	W/K				Pa	Pa	Pa
8802.934	2067.370	29216515	1.031	0.643	0.00523	4915.945	2994.009	7909.954
9654.392	1658.773	29216515	0.827	0.563	0.00517	5965.385	3675.858	9641.242
10641.208	1595.817	29216515	0.796	0.549	0.00510	7315.537	4563.342	11878.879
11794.332	1532.899	29216515	0.764	0.534	0.00504	9077.267	5735.581	14812.847
13154.231	1469.943	29216515	0.733	0.520	0.00497	11412.628	7309.592	18722.221

Tabel B 3 Hasil Perhitungan variasi plugging 0-20%

Do	Di	Nt	%plugging	Nt baru	A tube	v tube	Re	Nu	hi
m	m	buah		buah	m ²	m/s			W/m ² .K
0.01905	0.01727	14964	0	14964	3.503	2.00	49598.60	242.08	8802.93
0.01905	0.01727	14964	0.05	14216	3.328	2.11	52209.05	252.22	9171.67
0.01905	0.01727	14964	0.1	13467	3.153	2.22	55109.55	263.37	9577.09
0.01905	0.01727	14964	0.15	12719	2.978	2.35	58351.29	275.69	10025.18
0.01905	0.01727	14964	0.2	11971	2.803	2.50	61998.24	289.39	10523.38

Up	Cc	Ao	NTU	ϵ	f	ΔP tube		
						mayor	minor	total
W/m ² .K	W/K	m ²				Pa	Pa	Pa
2067.370	29216515	14569.283	1.031	0.643	0.00523	4915.945	2994.009	7909.954
2089.128	29216515	13840.819	0.990	0.628	0.00517	5383.760	3317.461	8701.221
2111.588	29216515	13112.354	0.948	0.612	0.00510	5925.585	3696.307	9621.892
2134.794	29216515	12383.890	0.905	0.595	0.00504	6558.325	4143.957	10702.282
2158.801	29216515	11655.426	0.861	0.577	0.00497	7304.082	4678.139	11982.221

Halaman ini sengaja dikosongkan