

**ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN
FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR
JENIS SHEEL AND TUBE TIPE 1-2 PASS
DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU
PANGKALAN SUSU**

SKRIPSI

OLEH

**SUPRIANTO MANALU
158130031**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
2019**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

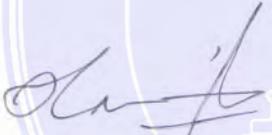
Document Accepted 11/4/19

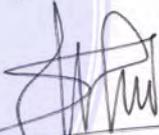
Access From (repository.uma.ac.id)

HALAMAN PENGESAHAN

Judul Skripsi : Analisis Karakteristik Perpindahan Panas Dan Faktor Gesekan Pada Alat Penukar Kalor Jenis *Sheel And Tube* Tipe 1-2 pass Di PT.Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu
Nama : Suprianto Manalu
NPM : 158130031
Fakultas : Teknik

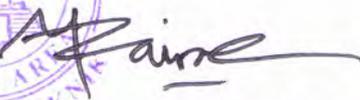
Disetujui Oleh,
Komisi Pembimbing


Ir. Husin Ibrahim, MT
Pembimbing I


Muhammad Idris, ST, MT
Pembimbing II

Mengetahui,



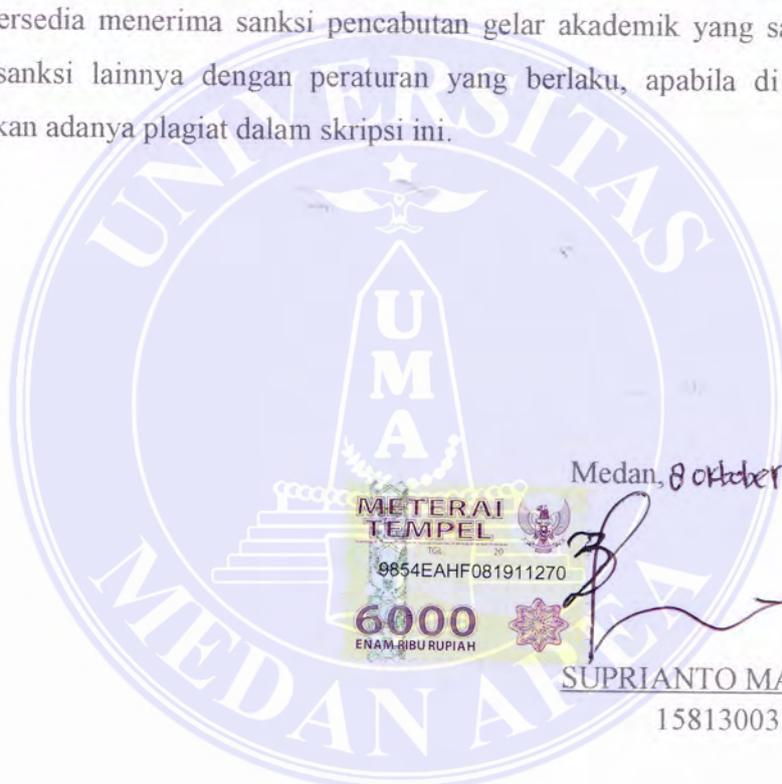

Dr. Faisal Amri Tanjung, SST, MT
Dekan Fakultas Teknik




Boby Umroh, ST, MT
Ketua Program Studi

HALAMAN PERNYATAAN

Saya menyatakan bahwa skripsi yang saya susun, sebagai syarat memperoleh gelar sarjana merupakan hasil karya tulis saya sendiri. Adapun bagian-bagian tertentu dalam penulisan skripsi ini yang saya kutip dari hasil karya orang lain telah dituliskan sumbernya secara jelas sesuai dengan norma, kaidah, dan etika penulisan ilmiah. Saya bersedia menerima sanksi pencabutan gelar akademik yang saya peroleh dan sanksi-sanksi lainnya dengan peraturan yang berlaku, apabila di kemudian hari ditemukan adanya plagiat dalam skripsi ini.



Medan, 8 October 2019



SUPRIANTO MANALU

158130031

**ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN
FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR
JENIS *SHEEL AND TUBE* TIPE 1-2 PASS
DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU
PANGKALAN SUSU**

SKRIPSI

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat Untuk Memperoleh
Gelar Sarjana (S-1) Di Fakultas Teknik
Universitas Medan Area



Oleh :

SUPRIANTO MANALU

158130031

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2019**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/4/19

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR/SKRIPSI UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai Mahasiswa akademik Universitas Medan Area, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Suprianto Manalu

NPM : 158130031

Program studi : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis Karya : Tugas Akhir/Skripsi

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Medan Area **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (Non-exclusive Royalty-Free Right)** atas karya ilmiah saya yang berjudul : **ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR JENIS SHEEL AND TUBE TIPE 1-2 PASS DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU PANGKALAN SUSU** beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Medan Area berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (database), merawat, dan mempublikasikan tugas akhir/skripsi saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta. Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Medan, 08 October 2019



(SUPRIANTO MANALU)

ABSTRACT

Suprianto Manalu. 158130031. "The Analysis of Heat Transfer Characteristics and Friction Factors on the Shell and Tube of Heat Exchanger Tool Type 1-2 Pass at PT. Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu". Supervised by Ir. Husin Ibrahim, M.T., and Muhammad Idris, S.T., M.T.

The study aimed to analyze the heat transfer characteristics and friction factors on the shell and tube of heat exchanger tool type 1-2 pass. Shell and tube are tool kinds of heat exchanger which function to heat fluid of the lower temperature or reversely by utilizing the heat energy from the high-temperature fluid. By measuring the temperature alteration between inlets and outlets fluid of water and vapor of shell and tube, hence the value of coefficient heat transfer, friction factors, and heat transfer effectivity can be calculated. Then, to analyse it, the heat exchanger tool need to have the input parameter which obtained from specification data, namely tube length (L), tube quantity (N_t) of property data, baffle distance (B), baffle quantity (N_b), on APK of shell and tube type the square arrangement was 2 flows. Wherein on the shell side was flowed the hot fluid (vapor of extraction) and on the tube side also flowed the hot fluid (condensate water). The outcome from the heat exchanger tool analysis revealed that the calculation result of the value of thorough coefficient heat transfer (U) = $6.925 \text{ W/m}^2\text{C}$, heat transfer inside the shell (h_o) = $1.873 \text{ W/m}^2\text{C}$, heat transfer inside the tube (h_i) = $2,130.79 \text{ W/m}^2\text{C}$, heat released (Q) = $5,140.404 \text{ Kw}$, friction factor on shell side (f_s) = -0.093 , friction factor on tube side (f_t) = 0.00584 , and APK effectivity = 80.38% .

Keywords: Heat Exchanger, Coefficient Heat Transfer, Friction Factors, and Effectiveness.

ABSTRAK

Suprianto Manalu. 158130031. “Analisis Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan pada Shell dan Tabung Alat Penukar Panas Tipe 1-2 Pass di PT. Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu ”. Dibimbing oleh Ir. Husin Ibrahim, M.T., dan Muhammad Idris, S.T., M.T.

Penelitian ini dilakukan untuk menganalisis karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis shell dan tube tipe 1-2 pass. Shell dan Tube adalah salah satu jenis alat penukar kalor yang berfungsi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya, dengan memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi. Dari penelitian ini, nilai koefisien perpindahan panas disisi shell dan tube, faktor gesekan dan efektivitas perpindahan panas yang terjadi dapat diketahui dengan menganalisa temperatur masuk dan keluar fluida air dan uap dapat ditentukan. Untuk menganalisa alat penukar kalor harus membutuhkan parameter input yang diperoleh dari data spesifikasi yaitu panjang tube (L), jumlah tube (Nt) data-data propertis, jarak baffle (B), jumlah baffle (Nb), pada APK jenis shell and tube susunan square dengan jumlah 2 laluan. Dimana pada sisi shell mengalir fluida panas (Uap Ekstraksi) dan pada sisi tube mengalir fluida panas (air kondensat). Dari Analisis alat penukar kalor diperoleh hasil perhitungan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) = 6,925 W/m².°C, perpindahan panas di dalam shell (h_o) = 1,873 W/m.°C, perpindahan panas di dalam tube (h_i) = 2130,79 W/m.°C, panas yang di lepas (Q_h) = 5140,404 Kw, faktor gesekan pada sisi shell (f_s) = -0,093, faktor gesekan pada sisi tube (f_i) = 0,00584 dan efektivitas pada APK = 80,38%

Kata Kunci : *Heat Exchanger*, Koefisien Perpindahan Panas, Faktor Gesekan Dan Efektivitas.

KATA PENGANTAR

Dengan segala kerendahan hati, penulis mengucapkan puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa dan Yesus Kristus atas berkat dan rahmat-Nya yang tidak pernah berhenti mengalir, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir (Skripsi) ini dengan judul **“ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR JENIS SHELL AND TUBE TIPE 1-2 PASS DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU PANGKALAN SUSU”**.

Penulis menyadari keberhasilan dalam menyelesaikan penulisan skripsi ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan dari banyak pihak, baik yang secara langsung maupun tidak langsung telah berkontribusi.

Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis juga mengucapkan banyak terimakasih kepada orang yang telah memberikan bantuan dan bimbingannya sehingga Tugas akhir(Skripsi) ini dapat di selesaikan, yaitu kepada :

1. Bapak Prof. Dr. Dadan Ramdan, M.Eng, M.sc selaku Rektor Universitas Medan Area.
2. Bapak Dr. Faisal Amri Tanjung, SST, MT selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
3. Bapak Ir. H. Darianto, M.Sc selaku Wakil Dekan Bidang Kemahasiswaan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
4. Ibu Susilawati, S.kom, M.kom selaku Wakil Dekan Bidang Akademik Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
5. Bapak Bobby Umroh, ST, MT. selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Medan Area.
6. Bapak Ir. Husin Ibrahim, MT selaku Pembimbing I dan Bapak Muhammad Idris, ST, MT selaku Pembimbing II dalam memberikan bimbingan dan arahan kepada penulis.
7. Yang terkasih dan teristimewa Papa J. Manalu, Mama R. br. Nababan, Adik laki-laki Wiranto Manalu, Kakak perempuan Yanti Friska br. Manalu yang

telah banyak memberikan dukungan, kasih sayang, doa dan semangat selama proses pembuatan skripsi ini.

8. Semua rekan-rekan mahasiswa, khusus teman-teman Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih membutuhkan penyempurnaan tentunya dengan menyesuaikan perkembangan dinamika dan kemajuan teknologi industri pembangkit listrik berikutnya. Oleh sebab itu penulis tidak menutup kesempatan bagi setiap pihak untuk memberikan pendapat dan masukan yang membangun untuk kesempurnaan Skripsi ini.

Akhir kata semoga hasil penelitian dan skripsi ini dapat bermanfaat bagi dunia pendidikan khususnya di Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.



Penulis,

Medan,

2019

Suprianto Manalu

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRACT (Bahasa Inggris)	v
ABSTRAK (Bahasa Indonesia)	vi
RIWAYAT HIDUP	vii
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR NOTASI	xv
DAFTAR LAMPIRAN	xvi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1.Latar Belakang.....	1
1.2.Rumusan Masalah	2
1.3.Batasan Masalah	2
1.4.Tujuan Penelitian.....	3
1.5.Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1.Landasan Teori	5
2.2.Dasar Perpindahan Panas	5
2.2.1 Perpindahan panas secara konduksi	6
2.2.2 Perpindahan panas secara konveksi.....	7
2.2.3 Perpindahan panas secara radiasi	8
2.3.Klasifikasi Alat Penukar Kalor (<i>heat exchanger</i>).....	8
2.3.1 Bagian-bagian alat penukar kalor berdasarkan standart TEMA	13
2.3.2 Jumlah lintasan (<i>pass</i>) pada alat penukar kalor	14
2.4.Klasifikasi <i>Heat Exchanger</i> tipe <i>shell and tube</i>	18
2.4.1 Beberapa bagian yang penting dari alat penukar panas tipe <i>shell and tube</i> , dengan fungsinya masing-masing	20
2.5.Jenis Aliran Fluida pada <i>Heat exchanger shell and tube</i>	23

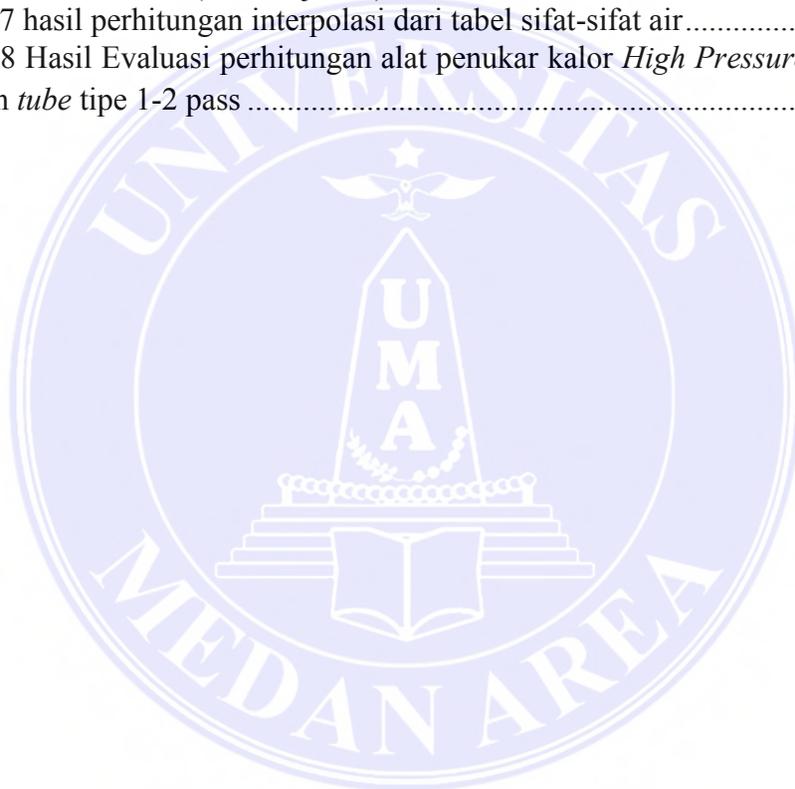
2.6. Mengetahui besar kalor yang akan dilepas fluida panas kepada fluida dingin (Q)	24
2.7. Koefisien Perpindahan panas Menyeluruh (<i>overall heat transfer coefficient</i>)	25
2.7.1 Beda temperatur rata-rata Logaritma (ΔT_{LM})	25
2.7.2 Perhitungan awal perpindahan panas	27
2.7.3 Koefisien perpindahan panas di bagian <i>shell</i>	27
2.7.4 Koefisien perpindahan panas di bagian tabung (<i>tube</i>)	30
2.8. Jumlah panas yang diserap (Q)	32
2.9. Penurunan Tekanan	33
2.9.1 Penurunan Tekanan (<i>pressure drop</i>) pada sisi <i>shell</i>	34
2.9.2 Penurunan Tekanan (<i>pressure drop</i>) pada sisi <i>tube</i>	35
2.10. Efektivitas Alat Penukar Kalor (APK)	35
BAB III METODE PENELITIAN	38
3.1. Lokasi dan Waktu Penelitian	38
3.2. Alat dan Bahan Penelitian	38
3.3. Proses penelitian	41
3.4. Diagram Alir	42
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	44
4.1. Tinjauan Umum	44
4.2. Perhitungan awal perpindahan panas	46
4.3. Evaluasi Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor (<i>heat exchanger</i>)	47
4.3.1 Menghitung Selisih temperatur rata-rata atau LMTD (<i>Logarithmic Mean Temperature Defference</i>)	47
4.3.2 Menghitung nilai Koefisien perpindahan panas di dalam <i>shell</i>	48
4.3.3 Menghitung nilai Koefisien perpindahan panas di dalam tube	49
4.3.4 Menghitung luas penampang pada sisi <i>tube</i> (A_o dan A_i)	51
4.3.5 Menghitung nilai Koefisien perpindahan panas menyeluruh	51
4.3.6 Menghitung luas permukaan perpindahan panas menyeluruh	52
4.3.7 Menghitung Penurunan Tekanan pada sisi <i>shell</i> dan <i>tube</i>	52
4.4. Menghitung besar kalor yang akan dilepas fluida panas kepada fluida dingin	53

4.5.Menghitung Efektifitas Alat Penukar Kalor Menggunakan metode NTU	53
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	60
5.1.Kesimpulan.....	60
5.2.Saran.....	61
DAFTAR PUSTAKA	62
LAMPIRAN.....	63



DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Jadwal Penelitian.....	38
Tabel 3.2 Spesifikasi <i>Digital Infrared Thermometer</i>	40
Tabel 4.1 Data parameter HPH 3	45
Tabel 4.2 Data Klasifikasi tentang <i>Shell</i>	45
Tabel 4.3 Data klasifikasi tentang <i>tube</i>	45
Tabel 4.4 sifat-sifat uap.....	46
Tabel 4.5 hasil perhitungan interpolasi dari tabel sifat-sifat uap	46
Tabel 4.6 sifat-sifat air (zat cair jenuh)	47
Tabel 4.7 hasil perhitungan interpolasi dari tabel sifat-sifat air.....	47
Tabel 4.8 Hasil Evaluasi perhitungan alat penukar kalor <i>High Pressure heater</i> 3 jenis <i>shell</i> dan <i>tube</i> tipe 1-2 pass	55



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bagian-bagian alat penukar kalor berdasarkan standart TEMA	16
Gambar 2.2 Alat penukar kalor 1-1 pass.....	18
Gambar 2.3 Alat penukar kalor 1-2 pass.....	19
Gambar 2.4 Alat penukar kalor 2-4 pass.....	19
Gambar 2.5 Alat penukar kalor jenis <i>Shell and tube</i>	21
Gambar 2.6 <i>Heat Exchanger shell and tube</i> tipe 1-2 pass	22
Gambar 2.7 Lalan arah aliran berlawanan 1-2 pass	22
Gambar 2.8 Standart Tema <i>shell</i> 1 pass tipe E.....	23
Gambar 2.9 Profil temperatur	28
Gambar 3.1 PT Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu	44
Gambar 3.2. <i>Heat exchanger</i> tipe <i>shell and tube</i> 1-2 pass.....	45
Gambar 3.3. <i>Digital Infrared Thermometer</i>	46
Gambar 4.1 Grafik efektivitas terhadap waktu.....	56
Gambar 4.2 Grafik LMTD(<i>Logarithmic Mean Temperature Defference</i>) terhadap waktu	57
Gambar 4.3 Grafik Temperatur air terhadap waktu	57
Gambar 4.4 Grafik Temperatur Uap terhadap waktu.....	58

DAFTAR LAMPIRAN

1. Tabel Konduktivitas Thermal(K).....	63
2. Tabel data Temperatur Per Jam <i>High Pressure Heater</i> 3	64
3. Spesifikasi Alat Penukar Kalor High Pressure Heater3 PLTU Pangkalan susu	65
4. Siklus Air dan Uap PLTU Pangkalan Susu.....	66
5. Log Sheet Operator Turbin Control Room	67
6. Turbine Extraction Steam System I	69
7. HP Heater Drain and Vent	70



DAFTAR NOTASI

NOTASI	KETERANGAN	
q	laju perpindahan panas	(KJ/s)
k	Konduktivitas Termal	(W/m°C)
A	Luas penampang	(m)
Dt	perbedaan temperatur	(°C)
Dx	perbedaan jarak	(m/s)
h	koefisien perpindahan panas konveksi	(W/m ² .°C)
T_w	Temperatur dinding	(°C)
T_∞	Temperatur sekeliling	(°C)
σ	Konstanta boltzman	(W/m ² .K ⁴)
Q	Besar panas yang dilepas	(°C)
U	Koefisien perpindahan panas menyeluruh	(°C)
ΔT_{LM}	selisih temperatur rata-rata	(°C)
h_o	koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>	(W/m ² .°C)
h_i	koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>	(W/m ² .°C)
d_o	diameter luar <i>tube</i>	(m)
d_i	diameter dalam <i>tube</i>	(m)
K_{tube}	koefisien konveksi <i>tube</i>	
L	panjang <i>tube</i>	(m)
N_t	jumlah <i>tube</i>	
N_p	jumlah <i>pass</i>	
T_h	Temperatur uap rata-rata	(°C)
T_{hi}	Temperatur uap masuk	(°C)
T_{ho}	Temperatur uap keluar	(°C)
T_c	Temperatur air rata-rata	(°C)
T_{ci}	Temperatur air masuk	(°C)
T_{co}	Temperatur air keluar	(°C)
a_s	luas daerah aliran pada sisi <i>shell</i>	(m)
D_i	diameter dalam <i>shell</i>	(m)
D_o	diameter luar <i>shell</i>	(m)
C'	jarak antara <i>tube</i>	(mm)
B	jarak antara <i>baffle plate</i>	(mm)
P_t	jarak antara titik pusat <i>tube</i>	(mm)
G_s	kecepatan aliran massa pada <i>shell</i>	(N/m ² .s)
G_t	kecepatan aliran massa pada <i>tube</i>	(N/m ² .s)
\dot{m}_s	laju aliran massa pada uap	(N/s)
\dot{m}_t	laju aliran massa pada air	(N/s)

NOTASI	KETERANGAN	
Re	Bilangan Reynold	
D_e	Diameter ekuivalen pada <i>shell</i>	(m)
μ	viskositas uap	(kg/m,s)
JH	factor perpindahan panas	
k_s	konduktivitas termal pada <i>shell</i>	(W/m.C)
Pr_s	bilangan prandtl pada <i>shell</i>	
Pr_t	bilangan prandtl pada tube	
f	Faktor gesekan	
N_{ud}	bilangan Nusselt	(m)
V	kecepatan fluida	(m/s)
ρ	masaa jenis fluida	
C_{p_c}	panas spesifik air	J/kg
C_{p_h}	panas spesifik uap	J/kg
Q_c	panas yang diserap air	(°C)
Q_h	panas yang dilepas uap	(°C)
Δp	pressure drop	(pa)
SG_s	spesifik gravity uap	
SG_t	spesifik gravity air	
ϕ	rasio viskositas uap $(\mu/\mu_\omega)^{0.14}$	

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) didalam industri-industri pabrik maupun pembangkit listrik memiliki peranan yang sangat penting. *Heat Exchanger* ini bekerja dengan memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya. Dalam *heat exchanger* tidak terjadi pencampuran seperti halnya dalam suatu *mixing chamber*.

Permintaan terhadap alat penukar kalor (APK) meningkat seiring dengan meningkatnya kebutuhan industri untuk menghasilkan produksi yang tinggi, berbagai upaya telah dilakukan salah satunya dengan cara menganalisa karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis sheel and tube dengan sistem 1-2 *pass*, sehingga dapat memberikan manfaat terhadap industri atau pembangkit listrik yang menggunakan alat penukar kalor (APK) tersebut.

Defenisi dari alat penukar kalor jenis sheel and tube dengan sistem 1-2 *pass* ialah suatu alat yang memfasilitasi perpindahan panas dari satu fluida ke fluida lain yang berbeda temperatur, dan menjaga agar kedua fluida tersebut tidak saling bercampur. Fungsi dari alat penukar kalor ini tidak hanya terbatas untuk proses pendinginan saja, tetapi juga difungsikan untuk proses pemanasan, namun dalam penyusunan tugas akhir ini penulis akan membahas mengenai alat penukar kalor yang

berfungsi sebagai pemanas air (water cooler) terutama pada sistem pemanas lanjut yang ada di PLTU seperti *High pressure heater* (Sitompul, T,M;, 1991).

Jenis *shell and tube heat exchanger* adalah tipe *heat exchanger* yang paling banyak digunakan saat ini, dimana proses perpindahan panas yang terjadi dipisahkan oleh media perantara dinding tube, dimana kedua fluida (fluida panas dan fluida dingin) tidak mengalami kontak langsung. Dari beberapa jenis alat penukar kalor konvensional *shell and tube* yang selama beberapa dekade mendominasi fungsi sebagai penukar panas di industri maupun pembangkit listrik. Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) Pangkalan susu mempunyai alat penukar kalor *High Pressure Heater* (HPH). Jenis Alat Penukar Kalor pada PLTU Pangkalan Susu adalah *Shell and tube* tipe 1-2 pass, yang artinya adalah pada *shell* mengalir fluida uap 1 pass (lalu) dan pada *tube* mengalir fluida air 2 pass (lalu). *High pressure heater* berfungsi sebagai pemanas lanjut yang memanfaatkan media pemanas berupa ekstraksi uap bekas dari turbin untuk memanaskan air pengisi boiler. Dalam hal ini penulis ingin menganalisa karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan yang terjadi pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.

1.2. Rumusan masalah

Rumusan masalah dalam penelitian ini didasarkan pada latar belakang diatas. Rumusan masalahnya adalah menganalisa karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.

1.3. Batasan Masalah

Untuk memecahkan permasalahan yang harus ada di rumusan masalah, perlu adanya batasan masalah serta ruang lingkupnya agar dalam melakukan analisa nantinya dapat memudahkan dalam melakukan analisa, batasan-batasan masalah tersebut yaitu :

- a) *Heat exchanger* yang di analisa adalah *High Pressure Heater 3* yang digunakan sebagai pemanas lanjut di PLTU Pangkalan Susu.
- b) Menganalisa berdasarkan data-data operasi yang diperoleh dari tempat penelitian di PLTU Pangkalan susu.
- c) Faktor pengotoran (*Fouling factor*) diabaikan ($R_f = 0$)

1.4. Tujuan penelitian

Tujuan penelitian yang diambil untuk di pelajari dalam Tugas akhir ini adalah:

- a) Mengetahui koefisien perpindahan panas menyeluruh di Penukar kalor *High pressure Heater* jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.
- b) Menganalisa faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis *shell* dan *tube* tipe 1-2 pass.
- c) Menganalisa efektivitas alat penukar kalor *high pressure heater* jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.

1.5. Manfaat Penelitian

Diharapkan pada penelitian ini dapat memberikan manfaat dan menambah wawasan kepada penulis serta pihak yang terkait didalamnya, yaitu sebagai berikut :

- a) Bagi penulis : Mengetahui tentang sistem kerja alat penukar kalor dan menganalisa karakteristik perpindahan panas alat penukar kalor *shell and tube* dan menghitung faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.
- b) Bagi Universitas Medan Area : Hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi salah satu referensi tambahan bagi civitas akademik Sebagai referensi bagi civitas akademik khususnya program studi Teknik Mesin.
- c) Bagi PT.Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu: Mendapat *feedback* dalam memonitori kinerja alat penukar kalor *Heat Pressure heater* jenis *Shell and tube* tipe 1-2 pass di PLTU Pangkalan Susu.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Landasan Teori

Hukum Kekekalan Energi (Hukum I Termodinamika) berbunyi : “Energi dapat berubah bentuk satu energi ke bentuk energi yang lain tetapi tidak bisa diciptakan atau dimusnakan (konversi energi)”. Sedangkan dalam sebuah sistem tertutup menyatakan bahwa “jumlah energi tidak dapat berubah, ia akan tetap sama”, misalnya merubah energi mekanik menjadi energi listrik.

Energi listrik dapat dihasilkan oleh pusat-pusat pembangkit listrik. Dibutuhkan suatu alat yang dapat mengkonversi energi mekanik menjadi energi listrik, yang dikenal dengan sebutan Generator. Untuk menghasilkan energi listrik yang handal, generator harus bekerja sesuai dengan kapasitas dan spesifikasinya.

Proses perpindahan kalor/panas yang terjadi pada suatu kondisi tertentu menandakan adanya perpindahan energi karena perbedaan suhu di antara benda atau material. Dalam proses perpindahan energi tersebut tentu ada kecepatan perpindahan panas atau lebih dikenal dengan laju perpindahan panas. Dengan demikian perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat perbedaan temperatur pada daerah tersebut, (Rusjdi H. dkk., 2016).

2.2. Dasar Perpindahan Panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) adalah ilmu untuk meramalkan perpindahan yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur di antara benda dan material. Dari termodinamika telah diketahui bahwa energi yang berpindah itu dinamakan kalor/panas, sedangkan ilmu perpindahan panas tidak hanya menjelaskan bagaimana energi panas itu berpindah dari satu benda ke benda yang lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan panas yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu, (Karza, Ridwan, & Ulfiana, 2015).

Perpindahan panas terbagi menjadi tiga cara perpindahan panas bila dilihat dari cara perpindahannya, yaitu konduksi (hantaran), konveksi (aliran), dan radiasi (pancaran).

2.2.1. Perpindahan panas secara konduksi

Perpindahan panas Konduksi adalah proses perpindahan panas yang mengalir dari daerah bertemperatur tinggi ke daerah bertemperatur rendah dalam suatu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung sehingga terjadi pertukaran energi dan momentum, (Ratnawati & Salim, 2018). Laju perpindahan panas yang terjadi pada perpindahan panas konduksi berbanding lurus dengan gradien suhu normal yang dinyatakan dengan persamaan 2.1:

$$q = -k \cdot A \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots(2.1)$$

Keterangan :

q = Laju Perpindahan Panas (kj/s)

k = Konduktivitas Termal (W/m °C)

- A = Luas Penampang (m)
- ΔT = Perbedaan Temperatur ($^{\circ}\text{C}$)
- Δx = Perbedaan Jarak (m/s)

2.2.2. Perpindahan panas secara konveksi

Perpindahan panas Konveksi adalah perpindahan panas akibat adanya gerakan/perpindahan molekul dari tempat temperatur tinggi ke tempat yang temperaturnya lebih rendah disertai dengan perpindahan partikel-partikel zat perantaranya. Contoh yang sering kita jumpai yaitu pendinginan dari secangkir kopi panas, makanan panas, kehilangan panas dari radiator mobil, dll.

Perpindahan panas konveksi dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis menurut cara gerakan alirannya, yaitu konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Bila gerakan fluida disebabkan karena adanya perbedaan kerapatan karena perbedaan suhu, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi bebas (*free/natural convection*). Bila gerakan fluida disebabkan oleh gaya pemaksa/eksitasi dari luar, misalkan dengan pompa atau kipas yang menggerakkan fluida, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi paksa (*forced convection*). Laju perpindahan panas pada beda temperatur tertentu dapat dihitung dengan persamaan 2.2 :

$$q_k = - hA(T_w - T_{\infty}) \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan :

- q = Laju perpindahan panas (kJ/s)
- h = Koefisien perpindahan panas konveksi ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

A = Luas bidang permukaan perpindahan panas (m)

T_w = Temperature dinding ($^{\circ}\text{C}$)

T_{∞} = Temperature sekeliling ($^{\circ}\text{C}$)

Tanda minus (-) digunakan untuk memenuhi hukum II termodinamika, sedangkan panas yang dipindahkan selalu mempunyai tanda positif (+).

2.2.3. Perpindahan panas secara radiasi

Perpindahan panas Radiasi adalah proses mengalirnya panas dari benda bertemperatur tinggi ke benda bertemperatur rendah yang masing-masing benda berada di dalam ruang yang sama, bahkan jika terdapat diruang hampa diantara benda-benda teraebut. Energi/panas radiasi dipancarkan oleh benda karena temperatur tinggi, yang dipindahkan melalui ruang hantar dalam bentuk gelombang elektromagnetik. Bila energi radiasi mengenai suatu bahan, maka sebagian radiasi akan dipantulkan, sebagian lain diserap oleh bahan dan sebagian lainnya diteruskan kebagian yang lain. Menghitung besarnya energi radiasi dapat digunakan persamaan

2.3 :

$$Q_{\text{pancaran}} = \sigma A T^4 \dots\dots\dots(2.3)$$

Keterangan :

Q_{pancar} = laju perpindahan panas (KJ/s)

σ = konstanta boltzman ($5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

A = luas permukaan benda (m)

T = temperatur absolut benda ($^{\circ}\text{C}$)

2.3. Klasifikasi Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Heat exchanger adalah suatu peralatan yang memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya. Dalam suatu pembangkit, aliran air dan uap di dalam boiler dan turbin berada dalam loop tertutup (air dan uap tersebut digunakan secara berulang-ulang). Hal ini dilakukan untuk menaikkan efisiensi dari suatu pembangkit. Adapun uap setelah melewati turbin uap tersebut sebagian dikondensasikan didalam kondensor dan sebagian lagi digunakan sebagai pemanas untuk menaikkan suhu air dari kondensor ke *boiler drum*.

Sistem air pengisi tekanan tinggi memindahkan air dari tangki daerator ke boiler melalui beberapa pemanas tekanan tinggi. Pompa BFP menghasilkan tekanan yang cukup untuk mengalirkan air pengisi ke boiler sekalipun boiler sudah bertekanan. *High pressure heater* (HPH) mendapat uap ekstraksi dari turbin, uap tersebut akan menaikkan temperatur air pengisi sehingga mendekati temperatur air didalam boiler.

Seiring berjalannya waktu dengan dipergunakan secara terus menerus maka akan mempengaruhi *lifetime* dari *High pressure heater* itu sendiri, pengaruh yang mungkin terjadi yaitu kerusakan pada komponen *high pressure heater* yaitu *tube*. Yang menyebabkan penurunan kinerja dan mempengaruhi proses pemanasan pada sistem pengisian air.

Di industri khususnya industri pembangkitan, masalah perpindahan energi panas adalah hal yang wajib dilakukan. Perpindahan panas dilakukan dalam suatu alat penukar panas (*heat exchanger*), yaitu suatu peralatan mekanik yang digunakan untuk

memindahkan energi panas dari fluida yang bersuhu lebih tinggi ke fluida yang bersuhu yang lebih rendah, baik secara langsung maupun tidak langsung. Proses perpindahan panas tersebut dapat terjadi secara langsung maupun tidak langsung, maksudnya adalah :

a. Alat penukar kalor yang langsung

Alat penukar langsung ialah fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin (tanpa adanya pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu. Contoh : jet *condenser*, pesawat *desuperheater* pada ketel, pesawat *dearator* yaitu antara air ketel dengan uap yang diinjeksikan, dan sebagainya.

b. Alat penukar kalor yang tidak langsung

Alat penukar kalor tidak langsung ialah fluida panas tidak berhubungan langsung (*indirect contact*) dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan panas itu mempunyai media perantara, seperti pipa, pelat atau jenis lainnya. Contoh : *condenser* pada turbin uap, pesawat pemanas uap lanjut pada ketel, *economizer*, pemanas udara pembakaran (*preheater*) dan sebagainya.

Pada Pembangkit listrik, alat penukar kalor jenis *shell and tube* banyak digunakan sebagai alat pemanas dan atau pendingin fluida maupun produk yang akan di simpan dalam tangki timbun. Dikarenakan banyak sekali jenis alat penukar panas, sehingga alat penukar panas diklasifikasikan berdasarkan bermacam-macam pertimbangan, (Iriansyah, 2017) antara lain :

Klasifikasi berdasarkan proses perpindahan panas :

a. Alat penukar panas tipe kontak langsung.

b. Alat penukar panas tipe kontak tidak langsung

Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir :

- a. Dua jenis fluida.
- b. Tiga jenis fluida.
- c. N jenis fluida

Klasifikasi berdasarkan luas kompaknya permukaan :

- a. Tipe kompak (density luas permukaannya $> 700\text{m}^2/\text{m}^3$)
- b. Tipe tidak kompak (density luas permukaannya $< 700\text{m}^2/\text{m}^3$)

klasifikasi berdasarkan mekanisme perpindahan panas :

- a. Dengan cara konveksi, satu fase pada kedua sisi alirannya
- b. Dengan cara konveksi pada satu sisi aliran dan pada sisi yang lainnya terdapat cara konveksi 2 aliran.
- c. Dengan cara konveksi pada kedua sisi alirannya serta terdapat 2 pass aliran masing-masing.
- d. Kombinasi cara konveksi dan radiasi

Klasifikasi berdasarkan konstruksi :

- a. Konstruksi tubular (*sheel and tube*)
- b. Konstruksi tipe pelat
- c. Konstruksi dengan luas permukaan yang diperluas

Klasifikasi berdasarkan pengaturan aliran :

- a. Aliran dengan satu pass
- b. Aliran multi pass

TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturing Association*) mengklasifikasi Alat

penukar panas jenis *sheel and tube* berdasarkan pemakaiannya menjadi 3 (tiga):

a. Kelompok kelas R.

TEMA kelas R menentukan persyaratan desain dan fabrikasi untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* yang ada di lingkungan migas seperti *refinery, oil field* dan industri terkait lainnya. Kelas R umumnya di pilih oleh desainer untuk aplikasi dimana daya tahan dan faktor keamanan menjadi faktor utama.

b. Kelompok kelas C

TEMA kelas C menentukan persyaratan desain dan pabriksi untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* yang ada di lingkungan layanan komersial dan industri proses umum dengan tekanan dan temperatur sedang serta fluida yang relatif tidak korosif. Peralatan yang dibuat sesuai dengan kelas C persyaratan di rancang untuk nilai ekonomi yang maksimum.

c. Kelompok kelas B

TEMA kelas B menentukan persyaratan desain dan pabriksi untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* yang ada di dalam proses industri kimia dimana banyak terdapat proses kimia, zat yang korosif atau fluida dengan suhu yang tinggi dan menggunakan *alloy material construction*. Kelas B mirip dengan kelas R sehubungan dengan persyaratan desain, tetapi lebih mendekati kelas C sehubungan dengan ketebalan minimum dan *corrosion allowance*.

Klasifikasi alat penukar panas berdasarkan fungsinya dalam proses, dapat dibedakan antara lain menjadi :

- a. *Heat Exchanger* adalah alat penukar panas dengan memanfaatkan suhu fluida untuk memanaskan fluida yang lain atau mendinginkan fluida panas dan memanaskan fluida dingin.

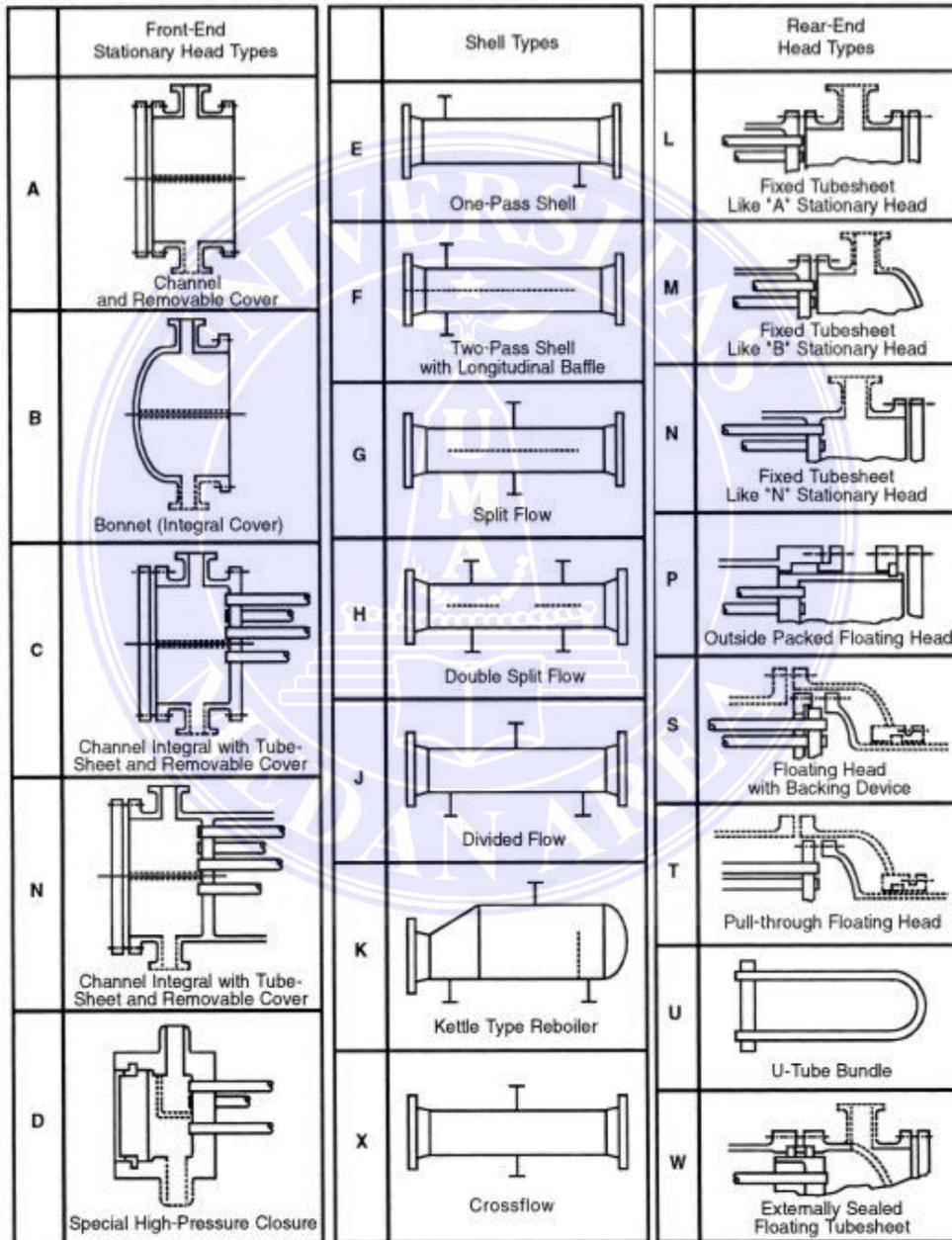
- b. *Cooler* adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk mendinginkan suhu cairan atau gas dengan air sebagai media pendingin dan tanpa ada perubahan fase.
- c. *Condenser* berfungsi untuk mendinginkan atau mengembunkan uap atau campuran uap menjadi cair. Media pendingin yang digunakan adalah air.
- d. *Heater* adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk memanaskan fluida proses. Media pemanas yang digunakan adalah steam atau fluida panas lain.
- e. *Evaporator* adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk mengubah uap cairan menjadi uap pekat. Media yang digunakan adalah udara
- f. *Chiller* adalah alat penukar panas yang berfungsi mendinginkan fluida pada temperatur sangat rendah. Media pendingin yang digunakan adalah amoniak.
- g. *Reboiler* berfungsi untuk memanaskan/mendidihkan kembali (*reboil*) dan menguapkan sebagian cairan yang diproses. Media pemanas yang digunakan pada reboiler ini adalah steam atau fluida panas yang sedang diproses itu sendiri.

2.3.1 Bagian-Bagian Alat Penukar Kalor Berdasarkan Standart TEMA

Pada gambar 2.1 TEMA membuat pembagian berdasarkan tipe dari *front end stationary head type*, *sheel type*, dan *rear end head type*, TEMA menggunakan tiga tipe, (Sudrajat, 2017) yaitu :

1. Bagian pertama, menyatakan bentuk *front end stationary head type* atau *channel*, dengan menggunakan notasi huruf : A,B,C,N dan D

2. Bagian kedua, menyatakan bentuk dari *shell type* atau tabung, dengan menggunakan notasi huruf :E,F,G,H,J,K dan X
3. Bagian ketiga, menggunakan bentuk dari *rear end head type* atau bagian belakang, dengan menggunakan notasi huruf : L, M, N, P, S, T, U dan W.



Gambar 2.1. Bagian-bagian alat penukar kalor berdasarkan standart TEMA

2.3.2 Jumlah Pass Atau Lintasan Pada Alat Penukar Kalor

Yang dimaksud dengan pass dalam alat penukar kalor ialah, lintasan yang dilakukan oleh fluida didalam *shell* atau dalam *tube*. Dikenal 2 jenis lintasan alat penukar kalor yaitu :

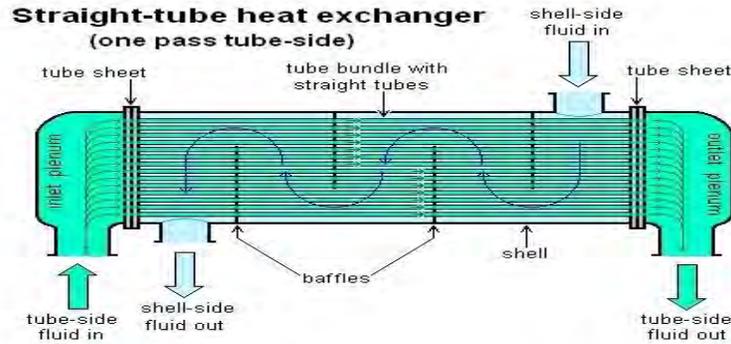
1. *Shell pass* atau lintasan *shell*
2. *Tube pass* atau lintasan *tube*

Yang dimaksud dengan *pass shell* ialah lintasan yang dilakukan oleh fluida sejak masuk mulai saluran masuk (*inlet nozzle*), melewati bagian dalam *shell* dan mengelilingi *tube*, keluar dari saluran buang (*outlet nozzle*). Apabila lintasan itu dilakukan satu kali maka disebut satu *pass shell*, kalau terjadi dua kali atau n kali melintas bagian dalam serta melewati *tube*, disebut dua atau n *pass shell*.

Untuk fluida di dalam *tube*, jika fluida masuk ke dalam penukar kalor melalui salah satu ujung (*front head*) lalu mengalir ke dalam *tube* dan langsung keluar dari ujung tube yang lain melalui *rear head*, maka disebut dengan satu *pass tube*. Apabila fluida ini berbelok lagi masuk ke dalam *tube*, sehingga terjadi dua kali lintasan fluida dalam tube maka disebut dua *pass tube*. Biasanya *pass shell* itu lebih sedikit daripada *pass tube*. Pada bagian lain dibahas lebih luas tentang *pass* pada penukar kalor, antara lain 1-1 *pass*, 1-2 *pass*, dan 2-4 *pass*.

- a. Alat penukar kalor 1-1 *pass*

Yang dimaksud dengan alat penukar kalor (APK) 1-1 *pass* itu adalah aliranfluida yang berada dalam *shell* 1 *pass* dan aliran fluida yang mengalir dalam tube 1 *pass* juga. Secara sederhana konstruksinya nampak pada gambar 2.2.

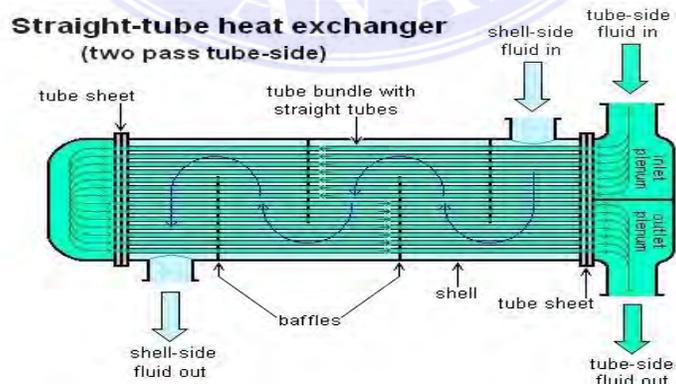


Gambar 2.2. Alat penukar kalor 1-1 pass

Pada gambar 2.2, aliran fluida sebelah *shell* akan berbelok-belok mengikuti sekat-sekat yang ada. Jumlah sekat yang dipasang itu akan mempengaruhi perpindahan panasnya. Tidak ada satu ketentuan mengharuskan fluida panas selalu disalurkan kedalam *tube* atau sebaliknya.

b. Alat Penukar kalor dengan 1-2 pass

Yang dimaksud dengan alat penukar kalor 1-2 pass yaitu aliran didalam *shell* 1 pass dan aliran fluida pada sisi *tube* ada 2 pass. Untuk memperoleh aliran 2 pass pada sisi *tube*, dipergunakan *Floating head*. Pada gambar 2.3 diperlihatkan sebelah *shell* dengan mempergunakan sekat (*baffle*).

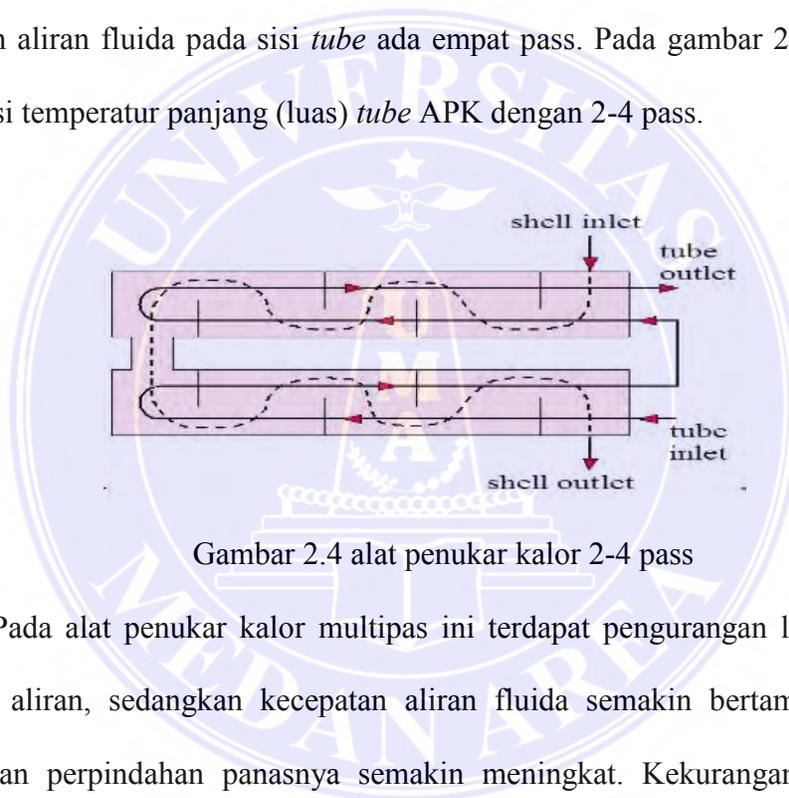


Gambar 2.3. Alat penukar kalor 1-2 pass

Pada gambar 2.2, aliran fluida sebelah *shell* akan berbelok-belok mengikuti sekat-sekat yang ada. Jumlah sekat yang dipasang itu akan mempengaruhi perpindahan panasnya. Tidak ada satu ketentuan mengharuskan fluida panas selalu disalurkan kedalam *tube* atau sebaliknya.

c. Alat Penukar kalor 2 – 4 pass

Yang dimaksud Alat Penukar Kalor 2-4 pass yaitu aliran didalam *shell* dua pass dan aliran fluida pada sisi *tube* ada empat pass. Pada gambar 2.4 diperlihatkan distribusi temperatur panjang (luas) *tube* APK dengan 2-4 pass.



Gambar 2.4 alat penukar kalor 2-4 pass

Pada alat penukar kalor multipass ini terdapat pengurangan luas penampang lintasan aliran, sedangkan kecepatan aliran fluida semakin bertambah besar dan sedangkan perpindahan panasnya semakin meningkat. Kekurangan Alat Penukar Kalor multipass ini antara lain ialah :

1. Konstruksi semakin komplek.
2. Kerugian gesekan besar, sebab semakin banyak pass dari aliran pada sisi sebelah tube, akan semakin besar pula kerugian akibat aliran masuk dan keluar tube (*exit and entrance losses*).

Sebagai perbandingan suatu alat penukar kalor dengan jumlah tube sama, diameter tube sama beroperasi dengan jenis fluida yang sama, maka untuk alat penukar kalor dengan empat pass akan terdapat kecepatan rata-rata dalam *tube* mendekati empat kali kecepatan aliran dari satu pass penukar kalor, atau secara eksak adalah $4^{0,8} = 3,03$ kali dari penukar kalor dengan satu pass. Besarnya kerugian gesekan yang terjadi adalah $42,8 = 48,5$ kali lebih besar daripada kerugian gesekan pada aliran dengan satu pass. Kerugian ini sudah termasuk akibat dari ekspansi dan kontraksi aliran melalui pipa.

2.4. Klasifikasi Heat Exchanger Tipe Shell and Tube

Alat penukar kalor (APK) jenis *shell and tube* merupakan APK yang paling banyak dipergunakan pada banyak instalasi industri, dibandingkan dengan alat penukar kalor lainnya, berkat kesederhanaan konstruksinya serta keandalannya untuk dapat beroperasi dengan beberapa jenis fluida kerja. pada banyak instalasi industri, seperti pada instalasi pembangkit daya, instalasi mesin pengkondisian udara, instalasi pemrosesan gas, peralatan tersebut merupakan komponen yang sangat vital, karena tanpa adanya alat tersebut beragam proses industri tidak akan dapat berlangsung. Alat tersebut dapat berfungsi sebagai pemanas, pendingin, pengembun penguap beragam fluida, (Soekardi, 2019).

Meningkatnya biaya operasi pada suatu industri, dimana salah satu penyebabnya ialah kebutuhan akan energi yang akan meningkat, sehingga perusahaan industri dan manufaktur di dunia telah mengembangkan jenis-jenis alat penukar panas, namun untuk jenis *shell and tube*, ternyata lebih banyak dipergunakan di

bandingkan dengan jenis lainnya. Beberapa keuntungan yang diperoleh dari jenis penukar panas *shell and tube* adalah :

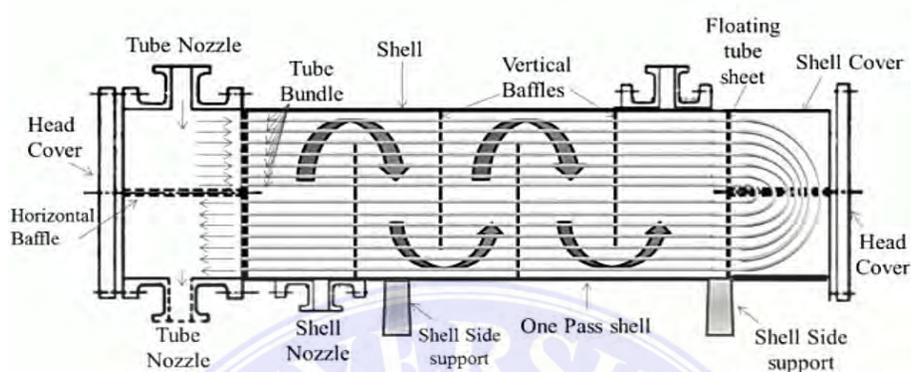
- a. Memberikan luas permukaan perpindahan panas yang besar dengan bentuk atau volume yang kecil.
- b. Cukup baik untuk operasi bertekanan
- c. Dibuat dengan berbagai jenis material, sesuai dengan fluida yang mengalir didalamnya, suhu dan tekanan operasi
- d. Mudah dibersihkan
- e. Konstruksinya sederhana dan pemakaian ruangan yang relatif kecil
- f. Prosedur pengoperasiaanya sangat mudah dimengerti oleh operator.
- g. Konstruksinya merupakan suatu kesatuan yang utuh, sehingga pengangkutannya relatif mudah.

Gambar 2.5 dibawah ini adalah Alat Penukar Kalor jenis *shell and tube* yang digunakan dalam Penelitian Tugas akhir ini.



Gambar 2.5 Alat penukar kalor jenis *shell and tube*

Gambar 2.6 di bawah ini adalah merupakan ilustrasi dari *Heat exchanger shell and tube* sistem 1-2 pass.



Gambar 2.6 *Heat exchanger shell and tube* tipe 1-2 pass.

Penelitian Alat Penukar Kalor jenis *shell and tube* ini menggunakan alat penukar kalor 1-2 laluan, Alat penukar kalor 1-2 pass (laluan) adalah aliran fluida yang berada dalam *shell* 1 laluan dan aliran fluida yang mengalir dalam *tube* 2 laluan. Gambar 2.7 dibawah ini adalah contoh laluan arah aliran fluida yang berlawanan berada dalam *shell* 1 laluan dan aliran fluida yang mengalir dalam *tube* 2 laluan.



Gambar 2.7 laluan Arah Aliran Berlawanan 1-2 pass



UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Document Accepted 11/4/19

Access From (repository.uma.ac.id)

partition yang berfungsi untuk membagi aliran. Sedangkan *channel cover* adalah penutup dari *channel*.

3. *Nozzle*

Nozel berfungsi untuk koneksi aliran masuk dan aliran keluar pada *shell* dan *tube*, nozel pada *shell* disebut *shell nozzle* dan nozel pada *tube* disebut *channel tube*.

4. Gasket

Gasket berfungsi sebagai perekat antara dua sambungan untuk menghindari terjadinya kebocoran.

5. *Tie rod and spacer*

Tie rod and spacer dipergunakan untuk mengikat sistem *baffle* menjadi satu dan tetap pada posisinya, secara umum fungsi dari *tie rod and spacer* adalah :

- a. Mempertahankan jarak antara kedua *tube sheet*
- b. Mempertahankan jarak antara *baffle plate*
- c. Menjaga dan mempertahankan sambungan *tube*, agar tidak mengalami perubahan bentuk sewaktu diadakan pengangkatan atau pengeluaran *tube* atau perbaikan.

6. *Tube*

Tube adalah pipa yang digunakan dalam dunia teknik, seperti pengolahan bahan kimia, pabrik kelapa sawit, pembangkit listrik dan lainnya. Beberapa jenis *tube* yang sering ditentukan yaitu : *boilers tube* (pipa-pipa ketel), *super heater tubes* (pipa-pipa pemanas lanjut), *furnance tubes* (pipa-pipa dapur), *drilling tubes* (pipa-pipa bor), *copper tubes* (pipa-pipa tembaga). Untuk membedakan *tube* dengan pipa terutama dari diameter dan tebalnya.

Tube dapat dikatakan sebagai urat nadi alat penukar kalor, didalam dan diluar *tube* mengalir fluida. Kedua jenis fluida ini memiliki kapasitas, temperatur, tekanan, densitas, serta jenis yang berbeda. *Tube* diikat pada *tube sheet* ini bertujuan untuk mencegah kebocoran fluida. *Tube* juga bertopang pada *baffle* untuk menahan getaran yang terjadi. *Tube* harus mampu memindahkan panas diantara fluida didalam *tube* dengan fluida diluar *tube*. Beberapa persyaratan yang harus dipenuhi dalam pemilihan *tube* :

- a. Kemampuan memindahkan panas yang tinggi
- b. Daya tahan terhadap panas
- c. Daya tahan terhadap erosi
- d. Mempunyai sifat plastis yang baik
- e. Daya tahan terhadap korosi
- f. Mampu untuk dibentuk dengan proses dingin dan panas

7. *baffle plat*

Baffle plat berfungsi sebagai penyangga tube menjaga jarak antara masing-masing tube, menahan fibrasi yang ditimbulkan oleh tekanan dan suhu fluida, disamping itu pengaturan arah aliran fluida pada *sheel side*. Adapun beberapa macam *baffle plat* yang digunakan, diantaranya adalah *single segmental baffle*, *disc and doughnuts baffle*, *double segment baffle*, dan *longitudinal baffle*.

2.5. Jenis Aliran Fluida pada Heat Exchanger Shell and Tube

Jenis aliran fluida pada alat penukar panas dapat dibagi menjadi alat penukar panas dengan aliran sejajar (*parallel flow*), alat penukar panas dengan aliran

berlawanan (*counter flow*), alat penukar panas dengan aliran silang tunggal (*single cross flow*), alat penukar panas dengan aliran silang banyak laluan (*multipass cross flow*). Adapun jenis aliran alat penukar panas pada penelitian ini adalah aliran berlawanan (*counter flow*).

Tipe *counter flow* dapat memberikan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan tipe *parallel flow*, selain itu jumlah pass juga berpengaruh terhadap efektivitas alat penukar panas, semakin banyak pass semakin baik efektivitasnya. Adapun dua jenis lintasan (pass) pada alat penukar panas, yaitu :

- a. *Shell pass* atau lintasan *shell*
- b. *Tube pass* atau lintasan *tube*

2.6. Mengetahui Besar Kalor Yang Akan Dilepas Fluida Panas Kepada Fluida Dingin (Q)

Pada perencanaan alat penukar kalor ialah masalah yang sering dijumpai adalah masalah perpindahan panas. Anggap mula-mula bahwa oleh fluida panas ke fluida dingin terjadi dengan sempurna. Misalkan panas yang dilepaskan besarnya Q persatuan waktu, maka panas itu diterima oleh fluida yang dingin sebesar Q pula.

Kemampuan untuk menerima panas itu dipengaruhi 3 hal yaitu :

1. Koefisien perpindahan panas keseluruhan (*the overall heat transfer coefficient*), dinyatakan dengan U
2. Luas perpindahan panas dinyatakan dengan A
3. Selisih temperatur rata-rata (*mean temperature difference, the driving temperature force*) dinyatakan dengan ΔT_{lm}

jadi bisa kita ketahui persamaan untuk mengetahui berapa besar kalor yang akan dilepas fluida panas ke fluida dingin, berikut persamaan 2.4

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \dots\dots\dots(2.4)$$

Keterangan :

- Q = besar panas yang akan dilepaskan (°C)
- U = koefisien perpindahan menyeluruh (w/m².°C)
- A = luas perpindahan panas menyeluruh (m²)
- ΔT_{LM} = selisih temperatur rata-rata (°C)

2.7. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*)

Perhitungan perpindahan panas menyeluruh dihitung menggunakan persamaan 2.5 :

$$U = \left[\frac{d_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{d_o \ln(d_o / d_i)}{2K_{tube}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \dots\dots\dots(2.5)$$

Keterangan :

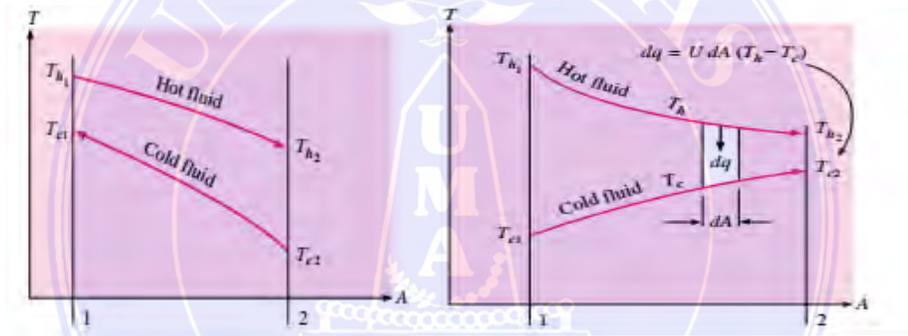
- U = koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m². °C)
- h_{ot} = koefisien perpindahan panas luar *tube* (W/m².°C)
- h_{it} = koefisien perpindahan panas di dalam *tube* (W/m².°C)
- d_o = diameter luar *tube* (m)
- d_i = diameter dalam *tube* (m)
- K_{tube} = koefisien konveksi tube

2.7.1 Beda temperatur rata-rata Logaritma (ΔT_{LM})

Sebelum menentukan luas permukaan perpindahan kalor (A), maka terlebih dahulu ditentukan nilai dari ΔT_{lm} . Dihitung berdasarkan selisih temperatur dari fluida yang masuk dan keluar alat penukar kalor.

Selisih temperatur rata-rata logaritma (*logarithmic mean overall temperature difference – LMTD*) atau ΔT_{lm} dapat dihitung dengan persamaan 2.6

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \dots\dots\dots(2.6)$$



Gambar 2.9 profil temperatur

Dimana untuk kasus aliran searah dan berlawanan ΔT_a dan ΔT_b tidak sama besarnya yaitu :

Untuk aliran berlawanan

$$\Delta T_a = T_{hi} - T_{co} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$\Delta T_b = T_{ho} - T_{ci} \dots\dots\dots(2.8)$$

Menghitung luas permukaan perpindahan kalor menyeluruh (A) dapat dihitung dengan persamaan 2.9

$$A = \pi \cdot N_t \cdot L \cdot d_i \dots \dots \dots (2.9)$$

Keterangan :

A = luas perpindahan kalor total (m²)

L = panjang *tube* (m)

d_i = diameter dalam *tube* (mm)

N_t = Jumlah tube

Spesifikasi bilangan Reynolds :

- a. Untuk kategori bilangan reynold aliran laminer dibawah (< 2.300)
- b. Untuk kategori bilangan reynold aliran transisi (2.300 ≤ 10.000)
- c. Untuk kategori bilangan reynold aliran turbulen (> 10.000)

2.7.2 Perhitungan Awal Perpindahan panas

Untuk mendapatkan temperatur rata-rata uap ekstraksi dan air kondensat maka temperatur yang akan keluar adalah :

- a. Fluida panas (Uap ekstraksi)

Maka temperatur rata-rata Uap (T_h)

$$T_h = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \dots \dots \dots (2.10)$$

Keterangan :

T_h = Temperatur uap rata-rata (°C)

T_{hi} = Temperatur uap masuk (°C)

T_{ho} = Temperatur uap keluar (°C)

b. Fluida dingin (air kondensat)

Maka temperatur rata-rata Air (T_c)

$$T_c = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \dots\dots\dots (2.11)$$

Keterangan:

T_c = Temperatur air rata-rata ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ci} = Temperatur air masuk ($^{\circ}\text{C}$)

T_{co} = Temperatur air keluar ($^{\circ}\text{C}$)

2.7.3 Koefisien Perpindahan panas di bagian *shell*

Mencari koefisien perpindahan panas di bagian *shell* dengan menghitung koefisien pada dinding luar tabung yang terjadi sebagian dari uap air mengembun menjadi kondensat. Perhitungan dapat dilakukan dengan persamaan-persamaan sebagai berikut :

Luas daerah aliran dari *shell* dapat diperoleh :

$$a_s = \frac{D_i \cdot C' \cdot B}{P_t} \dots\dots\dots (2.12)$$

keterangan :

a_s = Luas daerah Aliran pada *shell* (m)

D_i = Diameter dalam *Shell* (m)

C' = Jarak antara *tube* (mm)

B = jarak antara *Baffle Plate* (mm)

P_t = jarak antara titik pusat *tube* (mm)

Kecepatan aliran massa pada *shell* :

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \dots\dots\dots (2.13)$$

G_s = kecepatan aliran massa melalui *shell* (N/m².s)

\dot{m} = laju aliran massa pada *shell* (N/s)

Untuk mencari Diameter Ekuivalen (D_e) dapat menggunakan rumus yang disesuaikan oleh susunan *tube* (tabung) berbentuk *square* (kubus). Rumus yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$D_e = \frac{4 \left(P t^2 - \pi \frac{d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \dots\dots\dots (2.15)$$

Keterangan :

D_e = Diameter Ekuivalen pada *shell* (m)

Pt = jarak antara titik pusat *Tube*

d_o = Diameter luar *tube* (m)

jenis aliran *Shell* dapat ditentukan dari bilangan Reynold (R_e) :

$$R_e = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \dots\dots\dots (2.14)$$

Keterangan:

R_e = Bilangan Reynold

D_e = diameter ekuivalen pada *shell* (m)

G_s = kecepatan aliran masa melalui *shell* (N/m².s)

μ = viskositas uap (kg/m.s)

Mencari nilai Faktor perpindahan panas (JH) dengan menggunakan Rumus :

$$JH = 0,5 \left(\frac{1+B}{D_s} \right) (0,08 Re^{0,6821} + 0,7 Re^{0,1772}) \dots\dots\dots (2.16)$$

Keterangan :

JH = Faktor perpindahan panas

B = Jarak antara baffle (mm)

D_s = diameter *shell* (mm)

Re = bilangan reynold

Untuk mencari koefisien perpindahan panas pada *shell* maka rumus yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$h_o = JH \frac{K_s}{De} (Pr_s)^{1/3} \dots\dots\dots (2.17)$$

keterangan :

h_o = koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/m².°C)

JH = Faktor perpindahan panas pada

D_e = Diameter ekivalen pada *shell* (m)

k_s = konduktifitas termal pada *shell* (W/m.C)

Pr_s = bilangan prandtl pada *shell* (kg/m³)

Faktor gesekan pada sisi *shell*, Rumus untuk mencari faktor gesekan (f) diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \dots\dots\dots (2.18)$$

keterangan :

f = Faktor gesekan

Re = Bilangan Reynold

2.7.4 Koefisien Perpindahan Panas di bagian tabung (*Tube*)

Menghitung koefisien perpindahan panas pada bagian tabung (*tube*), terlebih dahulu ditentukan diameter tabung dan sifat-sifat fluida kerjanya. Untuk menghitungnya dapat dilakukan dengan persamaan-persamaan berikut :

Untuk mencari Luas daerah aliran dari *tube* dapat diperoleh rumus sebagai berikut:

$$a_t = \pi.L.D_i.N_t \dots\dots\dots (2.19)$$

keterangan :

a_t = Luas daerah aliran *tube* (mm)

n_t = jumlah *tube*

L = Panjang *tube* (mm)

D_i = diameter dalam *tube* (mm)

untuk mencari kecepatan aliran massa pada *tube* menggunakan rumus sebagai berikut:

$$G_t = \frac{\dot{m} \left(\frac{N_p}{N_t} \right)}{\pi \cdot \frac{D_i}{4}} \dots\dots\dots (2.20)$$

Keterangan:

G_t = kecepatan aliran massa pada *tube* (N/m².s)

\dot{m}_t = laju aliran massa *tube* (N/s)

N_p = jumlah pass

N_t = jumlah *tube*

D_i = diameter dalam tube (mm)

jenis aliran *tube* dapat ditentukan dari bilangan Reynold (Re) :

$$Re_t = \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} \dots\dots\dots (2.21)$$

keterangan :

Re = bilangan reynold

G_t = kecepatan aliran massa ($N/m^2 \cdot s$)

D_i = diameter dalam *tube* (mm)

μ = viskositas air ($kg/m \cdot s$)

Faktor gesekan pada *tube*, Rumus untuk mencari faktor gesekan (f) diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \dots\dots\dots (2.22)$$

keterangan :

f = Faktor gesekan

Re = Bilangan Reynold

Billangan Nusselt untuk aliran dalam sisi *tube* dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

Untuk aliran turbulen pada *tube*

$$N_{ud} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \dots\dots\dots (2.23)$$

Keterangan :

N_{ud} = bilangan Nusselt (m)

Re = bilangan reynold

Pr = bilangan prandtl

Untuk mencari koefisien perpindahan panas pada *tube* maka rumus yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$h_i = Nu \frac{K_t}{D_i} \dots\dots\dots (2.24)$$

keterangan :

h_i = koefisien perpindahan panas pada *tube* ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

D_i = Diameter dalam *tube* (m)

K_t = konduktivitas termal pada *tube* (W/m^2)

Nu = Bilangan Nusselt (m)

Menentukan kecepatan air di dalam tabung dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$V = \frac{\dot{m}(N_p/N_t)}{\rho \cdot \pi \cdot D_i^2 / 4} \dots\dots\dots (2.25)$$

keterangan :

V = kecepatan fluida di dalam tabung (m/s)

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

ρ = massa jenis fluida

n_p = jumlah pass

n_t = jumlah *tube*

D_i = diameter dalam *tube* (mm)

2.8. Jumlah panas yang diserap (Q)

Suhu keluar fluida panas (uap)= T_{ho} dan suhu fluida dingin (air kondensat)

= T_{co} dapat di hitung dengan persamaan *Azas Black*, dimana panas yang diterima sama dengan panas yang diserap.

Besarnya panas yang diserap fluida dingin (air)

$$Q_c = \dot{m} \cdot C_{pc} \cdot (T_{co} - T_{ci}) \dots \dots \dots (2.26)$$

Keterangan :

Q_c = panas yang diserap air

C_{pc} = panas spesifik air (J/kg)

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

T_{co} = Temperatur air keluar (°C)

T_{ci} = Temperatur air masuk (°C)

Besarnya panas yang dilepaskan fluida panas (uap)

$$Q_h = \dot{m} \cdot C_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \dots \dots \dots (2.27)$$

Keterangan :

Q_h = panas yang dilepas uap

C_{ph} = panas spesifik uap (J/kg)

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

T_{hi} = Temperatur uap masuk (°C)

T_{ho} = Temperatur uap keluar (°C)

2.9. Penurunan Tekanan

Penurunan tekanan pada pemanas air umpan ketel biasanya terjadi karena gesekan aliran pada *tube* yang dipakai. Perhitungan penurunan tekanan ini sangat penting dalam perencanaan pompa kondensat dan pompa umpan ketel, untuk itu perlu

dicari penurunan tekanan. Adapun rumus untuk mencari penurunan tekanan adalah sebagai berikut :

2.9.1 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) Pada Sisi *shell*

Besarnya penurunan tekanan pada sisi *shell* bergantung pada berapa kali fluida didalam *shell* melewati *tube* diantara *baffle*. Jumlah sekat yang dipasang adalah (N), maka jumlah berapa kali fluida akan melewati *tube* adalah (N+1). Jika dihubungkan dengan panjang *tube* dapat dihitung :

$$N+1 = \frac{2.L}{B} \dots\dots\dots (2.28)$$

Keterangan:

L = panjang *tube* (m)

B = jarak *baffle* (m)

Maka untuk menghitung penurunan tekanan pada sisi *shell* yang diakibatkan gesekan pada fluida, dengan menggunakan persamaan:

$$\Delta p = \frac{f.(G_s)^2 .D_i .(N+1)}{2000 .D_e .S_{gs} .\phi} \dots\dots\dots (2.29)$$

Keterangan :

Δp = Pressure drop (Pa)

f = faktor gesekan sisi *shell*

G_s = kecepatan aliran massa melalui *shell* (kg/s.m²)

D_i = diameter dalam *shell* (m)

N = jumlah *baffle*

D_e = diameter ekivalen dari *shell* (m)

SG_s = *spesifik gravity* uap

ϕ = rasio viskositas uap $(\mu/\mu_\omega)^{0.14}$

2.9.2 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) Pada Sisi *tube*

Besarnya penurunan tekanan pada sisi *tube* yang diakibatkan gesekan pada fluida dapat dihitung dengan menggunakan persamaan.

$$\Delta p = \frac{f \cdot N_p \cdot L \cdot G^2}{2000 \cdot D_i \cdot SG_t \cdot \phi} \dots \dots \dots (2.30)$$

Keterangan :

Δp = pressure drop (pa)

f = faktor gesekan sisi *tube*

G = kecepatan aliran massa melalui *tube* (kg/s.m²)

L = panjang *tube* (m)

n_p = jumlah pass

SG_t = *spesifik gravity* dari air

ϕ = rasio viskositas dari air $(\mu/\mu_\omega)^{0.14}$

2.10. Efektifitas Alat Penukar Kalor (APK)

Pendekatan ΔT_{lm} dalam analisa penukar kalor berguna bila temperatur masuk dan keluar dari fluida diketahui. Bila harus menentukan masuk dan keluar, analisa kita akan melibatkan prosedur iterasi, karena ΔT_{lm} itu merupakan suatu fungsi logaritma. Dalam hal demikian, analisa akan lebih mudah dilakukan dengan menggunakan metode efektifitas alat penukar kalor (APK). Metode ini mempunyai

beberapa keuntungan untuk analisis soal-soal dimana kita harus membandingkan jenis alat penukar kalor yang terbaik untuk digunakan.

Parameter dari rumus untuk mencari efektivitas dari penukar kalor adalah disesuaikan dari jenis penukar kalornya sendiri, penukar kalor yang diteliti dan diambil datanya pada penelitian tugas akhir ini adalah jenis *shell and tube*. Berikut rumus untuk mencari efektivitas penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dengan jenis *shell and tube* dapat didefinisikan dari persamaan-persamaan sebagai berikut:

$$\epsilon = 2 \left(1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp(-N(1 + C^2)^{1/2})}{1 - \exp(-N(1 + C^2)^{1/2})} \right)^{-1} \quad (2.31)$$

$$N = NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.32)$$

Keterangan :

U = perpindahan panas menyeluruh (W/m².°C)

A = luas perpindahan panas menyeluruh (m²)

Untuk menentukan hasil fluida minimum dan maksimum didapatkan dari persamaan :

$$C_{\min} = \dot{m}_{\text{uap}} \cdot C_{p_{\text{uap}}} \dots \dots \dots (2.33)$$

keterangan :

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

$C_{p_{\text{uap}}}$ = panas spesifik uap (kj/kg)

$$C_{\text{maks}} = \dot{m}_{\text{air}} \cdot C_{p_{\text{air}}} \dots \dots \dots (2.34)$$

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

$C_{p_{air}}$ = panas spesifik air (kj/kg)

Dimana fluida minimum berupa media yang memberi panas (uap) sedangkan fluida maksimum adalah media yang menyerap panas (air).

$$C = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \dots\dots\dots(2.35)$$



BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. Lokasi dan Waktu Penelitian

Pelaksanaan penelitian Tugas akhir berlokasi di PT.Indonesia Power UJP PLTU Sektor pembangkit Sumatera Utara Jl.Tanjung pasir, pangkalan Susu-Sumatera Utara. Gambar 3.1 dibawah ini merupakan gambar PLTU Pangkalan susu.



Gambar 3.1 PT Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu

Waktu penelitian tugas akhir di mulai dari persetujuan judul skripsi dari ketua program studi Teknik Mesin Universitas Medan Area, pengambilan data, pengolahan data, analisa data, hingga penyusunan skripsi dinyatakan selesai oleh komisi pembimbing.

Tabel 3.1 Jadwal penelitian

No	Kegiatan	Waktu						
		Maret 2019	April 2019	Mei 2019	Juni 2019	Juli 2019	Agustus 2019	September 2019
1	Penyusunan Proposal Skripsi	■						
2	Seminar Proposal		■					
3	Pengambilan Data			■				
4	Analisis Data				■	■	■	
5	Sidang							
6	Skripsi							

3.2. Alat dan Bahan Penelitian

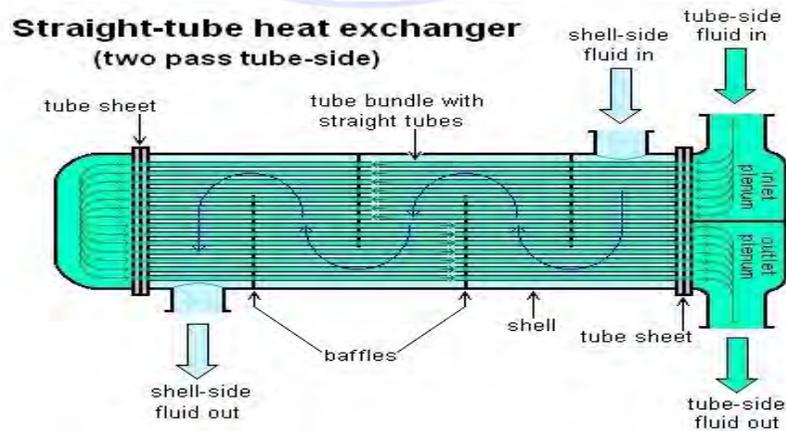
a. Alat

Alat-alat yang digunakan dalam pengambilan data terdiri dari :

1. Heat exchanger tipe shell and tube 1-2 pass

Gambar 3.2 Heat exchanger adalah suatu peralatan yang memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya. Alat ini merupakan objek utama penelitian ini.

Gambar 3.2. Heat exchanger tipe shell and tube 1-2 pass



2. Digital Infrared Thermometer

Gambar 3.3 merupakan *Digital Infrared Thermometer*, digunakan secara manual untuk mengukur temperatur fluida air di titik masuk dan titik keluar dilokasi *heat pressure heater* terpasang. Hal ini dilakukan apabila akan membandingkan hasil pengukuran dilokasi *heat pressure heater* terpasang dengan hasil pembacaan pada panel diruang *control room*. *Digital Infrared Thermometer* ini dapat memberikan hasil pengukuran yang akurat dan cepat pada objek yang diukur dari jarak jauh maupun berada di lingkungan yang bahaya tanpa harus bersentuhan langsung.

Digital Infrared Thermometer merupakan sebuah alat pengukuran yang memiliki kemampuan untuk mendeteksi temperatur atau suhu secara optikal (selama objek diamati), menggunakan metode pengukuran radiasi energi sinar infra merah, untuk kemudian digambarkan dalam bentuk suhu.

Tabel 3.2 Spesifikasi *Digital Infrared Thermometer*

No	Parameter	Nilai
1	Temperature range	50 - 700°C (58-1292°F)
2	Accuracy	± 1.5% or 1.5°C
3	Distance Spot Ratio	12:01
4	Emissivity	0.1 – 1.00 (disesuiakan)
5	Resolution	0.1°C



Gambar 3.2. *Digital Infrared Thermometer*

b. Bahan

Bahan yang menjadi objek pada penelitian ini terdiri dari :

1. Air yang berasal dari laut yang sudah melewati proses *heat treatment* terlebih dahulu.
2. Uap ekstraksi yang berasal dari Turbin

3.3. Proses Penelitian

a. Observasi

Observasi merupakan proses pertama yang dilakukan pada penelitian ini karena penelitian ini termasuk ragam penelitian empiris dimana terdapat studi kasus dan studi lapangan. Observasi penelitian ini dilakukan di PT Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu. Dengan objek observasi sistem kerja *Heat exchanger* tipe *Shell and tube* 1-2 pass yang merupakan salah satu komponen pemanas air pengisi

untuk ketel (boiler), dengan menggunakan air dari laut yang sudah melewati proses *heat treatment* terlebih dahulu.

b. Studi Literatur

Teori serta konsep penelitian yang dikembangkan dan berkaitan dengan masalah yang dihadapi dilapangan sebagai dasar menuju tahapan selanjutnya. Dalam hal ini, studi literatur dilakukan dengan mempelajari teori-teori yang akan digunakan untuk mencapai tujuan penelitian yang hendak dicapai. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber antara lain bahan teori dasar di PT.Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu, beberapa jurnal dan buku yang sesuai dengan topik judul tugas akhir ini.

c. Pengumpulan Data

Pengumpulan data merupakan prosedur yang sistematis dan standart untuk memperoleh data yang diperlukan. Metode pengumpulan data yang dilakukan adalah dengan mencatat suhu-suhu yang menjadi objek penelitian. Data-data yang diperlukan antara lain :

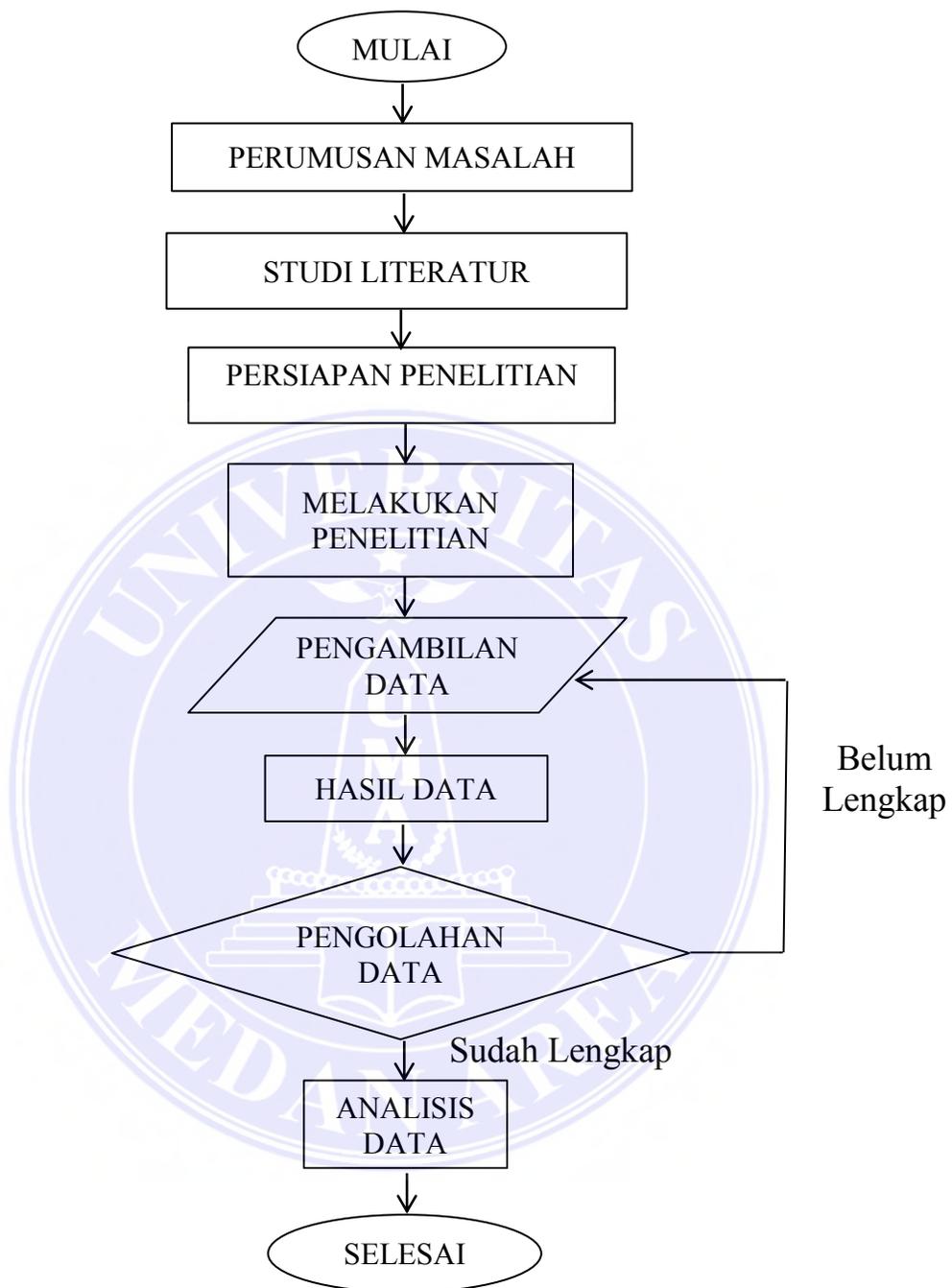
1. Menghitung laju perpindahan panas pada penukar kalor *Shell and tube* 1-2 pass
2. Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*)
3. Menghitung koefisien perpindahan panas di *shell* dan *Tube*
4. Menghitung bilangan Reynold
5. Menghitung faktor Gesekan
6. Menghitung penurunan tekanan pada *Shell* dan *tube*

7. Menghitung efektivitas alat penukar kalor *High pressure heater*

3.4. Diagram Alir

Didalam menganalisa Alat penukar kalor *shell and tube* dilakukan di PLTU Pangkalan Susu. Penulis membuat suatu konsep penganalisaan untuk mempermudah penulisan tugas akhir ini, konsep penganalisaan yang digunakan dapat dilihat dalam bentuk gambaran *flow chart* berikut :





Gambar 3.4 *Flow Chart* penelitian (Diagram Alur Proses Penelitian)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan pembahasan dan melakukan analisis terhadap data hasil perhitungan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari hasil perhitungan koefisien perpindahan panas di *shell* dan *tube* tipe 1-2 pass, maka didapat nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah $6,925 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.
2. Dari Analisis alat penukar kalor diperoleh hasil perhitungan kapasitas panas yang dilepas fluida panas (uap) yang harus melewati 8 *buffle* (sekat) adalah 5140,404 Kw, sedangkan besar panas yang diserap fluida dingin (air) adalah 5122,757 Kw yang melalui 387 *tube* dan panjang tube 5,5 meter.
3. Dari hasil perhitungan koefisien perpindahan panas di *shell* dan *tube*, maka didapat nilai faktor gesekan di bagian *shell* -0,093 dan faktor gesekan di *tube* 0,00584.
4. Efektivitas dari *shell* and *tube* tipe 1-2 pass bergantung kepada perbandingan Q_{act} dan Q_{max} yang dihasilkan, sehingga ketika Q_{act} nya mengalami penurunan maka efektivitasnya juga akan mengalami penurunan. Dari hasil analisis perhitungan metode NTU, maka nilai efektivitas alat penukar kalor jenis *shell* and *tube* sebesar 80,38%

5.2 Saran

1. Penukar panas banyak jenisnya, untuk itu perlu diketahui penggunaannya, kekurangan dan kelebihan masing-masing.
2. Kepada peneliti selanjutnya diharapkan dapat menghitung alat-alat penukar kalor lainnya yang ada di PLTU Pangkalan susu. Contoh salah satunya adalah evaporator ataupun kondensor.



DAFTAR PUSTAKA

- Iriansyah, P. (2017). STUDI PERHITUNGAN HEAT EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE DEHUMIDIFIER BIOGAS LIMBAH SAWIT UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA BIOGAS . *POLIMESIN*.
- Karza, f., Ridwan, E., & Ulfiana, A. (2015). ANALISIS PERBANDINGAN HEAT EXCHANGER JENIS SHELL AND TUBE DAN PLATE PADA ST. *Seminar Nasional Teknik Mesin*.
- Ratnawati, & Salim, A. (2018). DESAIN ULANG ALAT PENUKAR KALOR TIPE SHELL AND TUBE DENGAN MATERIAL TUBE CARBON STEEL DAN STAINLESS STEEL 304 . *Teknik Mesin Univ.Muhammadiyah Metro*.
- Rusjdi, H., Ari, P., & Hidayat, W. (2016). ANALISIS PERPINDAHAN KALOR HIGH PRESSURE HEATER PLTU BANTEN 3 LONTAR UNIT 1. *Power PLant*.
- Sitompul, Tunggul M;. (1993). *Heat Exchanger* (1 ed.). jakarta: PT RajaGrafindo Persada.
- Soekardi, C. (2019). *Teknik Perpindahan Energi Panas*. (R. I. Utami, Ed.) Yogyakarta: Andi.
- Sudrajat, J. (2017). ANALISIS KINERJA HEAT EXCHANGER SHELL & TUBE PADA SISTEM COG BOOSTER DI INTEGRATED STEEL MILL KRAKATAU . *Teknik Mesin*.

LAMPIRAN

Lampiran I

Tabel konduktivitas Termal (K)

No	Bahan	W/m.°C
	Logam	
1	Perak	410
2	Tembaga	385
3	Aluminium	202
4	Nikel	93
5	Besi	73
6	Baja Karbon	43
7	Timbal	35
8	Baja Krom-Nikel	16,3

No	Bahan	W/m°C
	bukan logam	
1	Kuarsa	4,16
2	Magnetit	4,15
3	marmar	2,08-2,94
4	Batu Pasir	1,83
5	Kaca,Jendela	0,78
6	Kayu Maple	0,17
7	Serbuk Gergaji	0,059
8	Wol Kaca	0,038

Lampiran II

Tabel data Temperatur per Jam *High pressure heater 3*

Jam	Temperatur air masuk HPH 3°C	Temperatur air keluar HPH 3°C	Temperatur uap masuk HPH 3°C	Temperatur uap keluar HPH 3°C
00:00	143	156	191,65	162,45
02:00	144	157	187,67	158,5
04:00	144	156	188,43	159,23
06:00	142	155	186,13	157
08:00	134	145	185,14	156,23
10:00	133	145	187,17	158
12:00	134	144	184,86	155,7
14:00	137	146	185	157,86
16:00	136	145	186	157,5
18:00	138	146	187,31	158,7
20:00	138	151	187	157
22:00	139	152	186,69	157,49

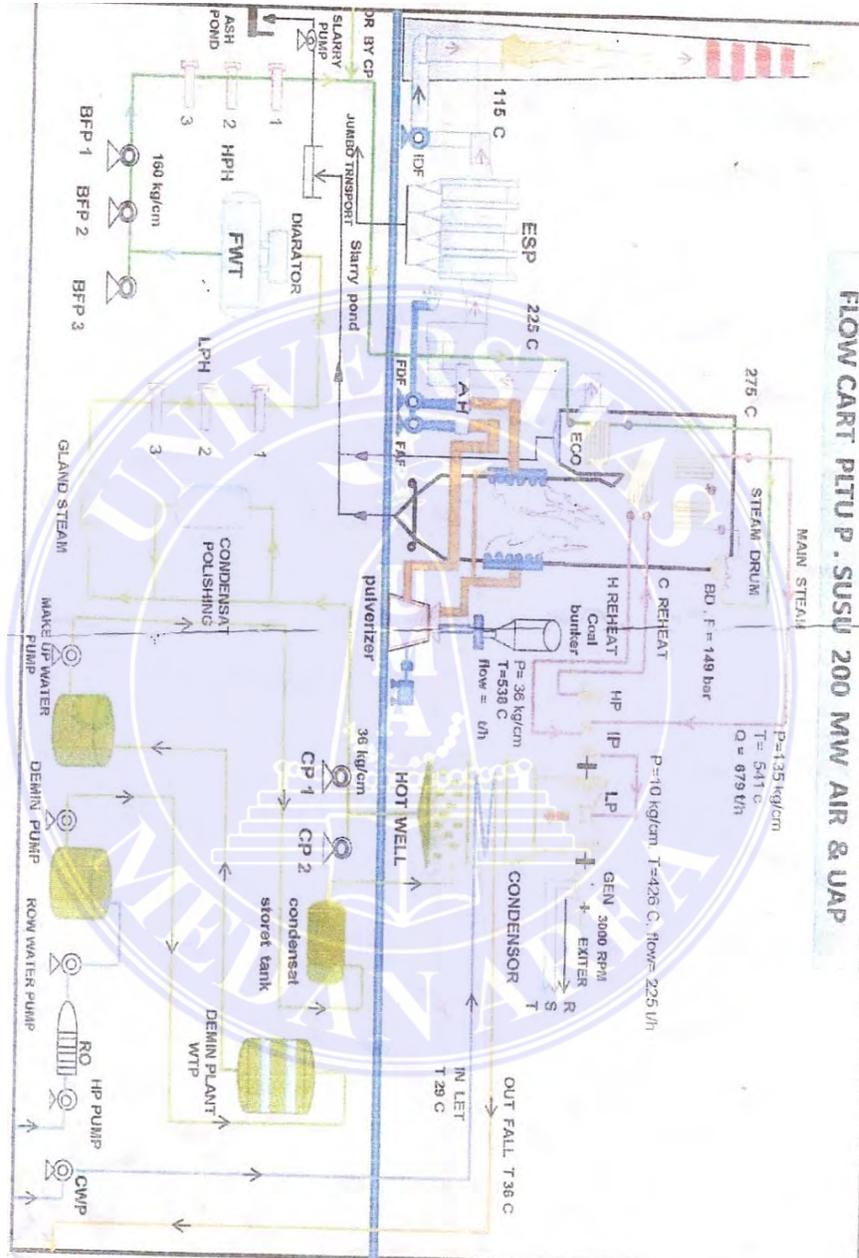
Lampiran III

Spesifikasi Alat Penukar Kalor *High Pressure Heater*3 PLTU Pangkalan Susu

名称 Name	单位 Unit	1#高加 HP heater #1	2#高加 HP heater #2	3#高加 HP heater #3	疏水冷却器 Drain cloer	蒸汽冷却器 Steam cooler
型号 Model		JG-550-I	JG-550-II	JG-550-III	SL-80	ZL-50
总传热面积 Total heat transferring area	m ²	550	550	550	80	50
设计压力 Design pressure	管侧 Tube side	MPa	22	22	22	22
	壳侧 Shell side		4.65	3.1	1.6	3.1
工作压力 Working pressure	管侧 Tube side	MPa	18	18	18	18
	壳侧 Shell side		4.1009	2.6578	1.3962	2.6579
设计温度 Design temperature	管侧 Tube side	℃	270	240	220	220
	壳侧 Shell side		405/270	350/240	320	250

Lampiran IV

SIKLUS AIR DAN UAP PLTU PANGKALAN SUSU



Lampiran V

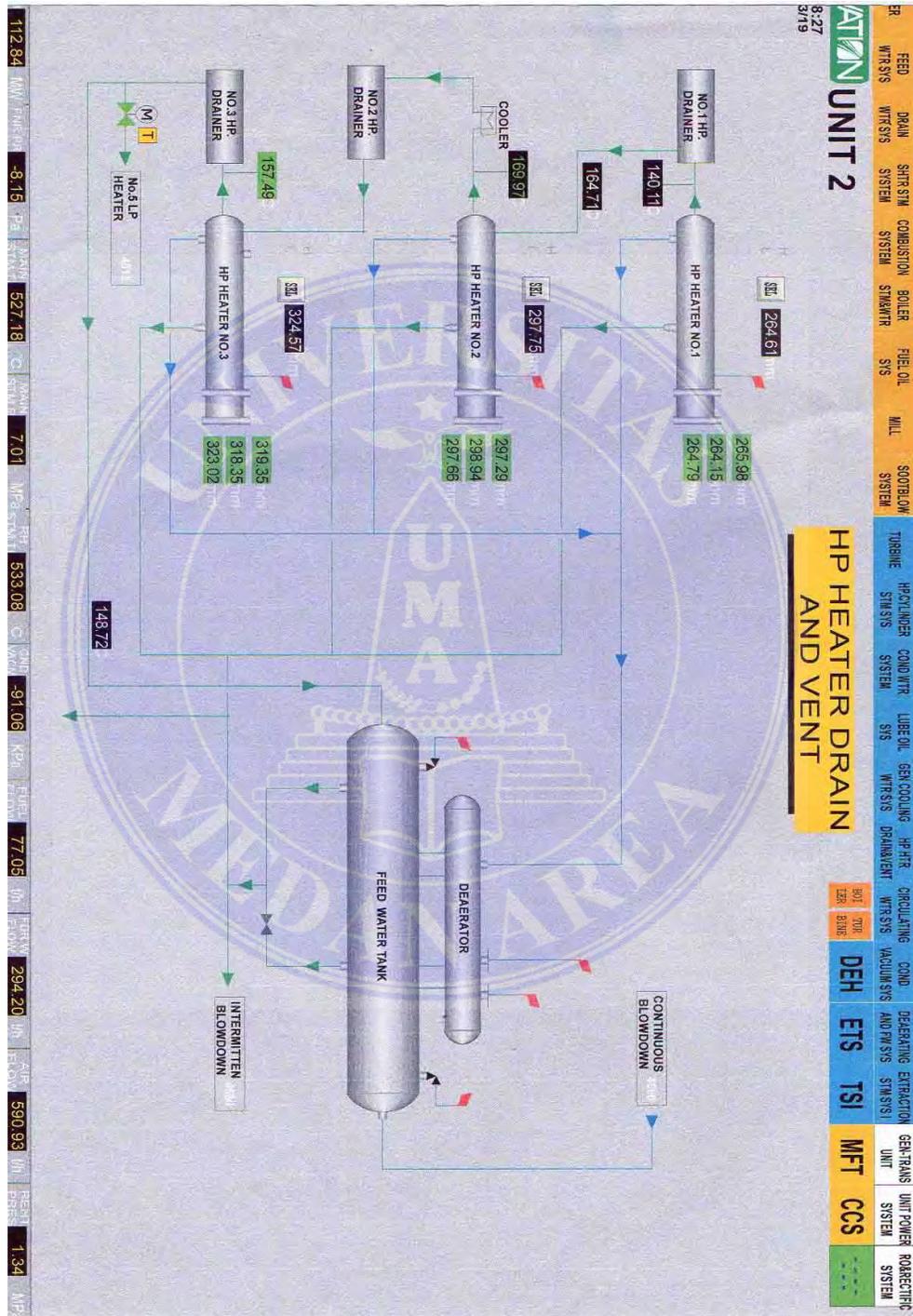
INDONESIA POWER UJIP PANGKALAN SUSU		LOG SHEET OPERATOR TURBIN CONTROL ROOM												No. Dokumen	FM-FNS-OPR-004
HARI : Rabu														Tanggal	-
TANGGAL : 10-09-2019														Revisi	-
														Halaman	1
ITEM	BATASAN	0:00	2:00	4:00	6:00	8:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	Keterangan	
Load (Active)	MW	126	147	177	171	177	191	211	211	211	211	211	211		
Load (Reactive)	Mvar	30	42	40	47	47	57	49	61	59	51	52	50.7		
Frequency	Hz	50.22	50.31	50.30	50.32	50.36	50.3	50.2	50.2	50.2	50.41	50.35	50.43		
Power Factor		0.97	0.96	0.96	0.96	0.92	0.97	0.83	0.82	0.86	0.89	0.90	0.85		
Generator Voltage	KV	15.72	16.24	15.74	15.74	15.70	15.3	15.3	15.3	15.7	15.77	15.96	15.77		
Generator Current	A	11871	11843	11890	11817	11831	11824	11823	11823	11823	11823	11823	11823		
Generator H2 Pressure	kPa	200	207	206	205	203	205	204	203	203	203	203	203		
Generator H2 Purity	%	90	90	90	90	90	93	95	95	95	94.3	94.18	94.01		
Main Turbine															
HP Casing Expansion	mm	4	35	35	35	34	34	34	34	34	34	34	34		
IP Casing Expansion	mm		17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17		
HP Diff. Expansion	mm	-1<HP<3	2.1	2.1	2.1	2.2	2.03	1.9	2	1.9	2	2.06	2.14		
IP Diff. Expansion	mm	-1.8<IP<3	-0.93	-0.90	-0.88	-0.865	-0.801	-1.2	-1.2	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1		
LP Diff. Expansion	mm	-2<LP<5	2.05	2.18	2.19	2.26	2.14	1.8	1.7	1.7	1.7	1.8	1.8		
Eccentricity	um		0.38	0.39	0.42	0.48	0.469	0.38	0.4	0.4	0.4	0.42	0.42		
Axial Displacement	mm		-0.01	-0.01	-0.01	-0.03	0.013	-0.01	-0.02	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2		
Vibrasi Tertinggi/Bearing No.	um	<185	81	68	70	77	70	65	65	65	65	65	65		
Bearing Metal Temp. Tertinggi/No	°C	<80	31	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30		
HP Turbine Exhaust Temp.	°C	<343	320	310	311	317	312	315	315	315	315	315	315		
LP Turbine Exhaust Temp.	°C	<80	57	51	51	49	46	46	46	46	46	46	46		
Gov. 1/3 Opening	%		16.7	16.3	16.3	16.7	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5		
Gov. 2/4 Opening	%		46.3	46.3	46.3	46.3	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5		
Main Steam & Reheat Steam															
Main Steam Temperature	°C	<545	527	526	527	520	521	514	514	516	513	511	518		
Main Steam Pressure	MPa	<14.1	8.1	8.1	8.1	7.7	8.0	6.1	5.67	6.05	6.06	6.03	6.16		
Main Steam Flow	T/H		760	760	760	740	755	765	764	762	763	762	764		
1st Stage Temperature	°C	>95	505	504	505	506	501	493	499	495	494	498	498		
1st Stage Pressure	MPa		5.7	5.70	5.70	5.41	4.85	4.21	3.3	4.16	4.13	4.16	4.16		
Reheat Steam Temperature	°C	<545	514	516	518	523	519	498	498	500	502	506	520		
Reheat Steam Pressure	MPa		1.5	1.5	1.5	1.42	1.03	1.08	0.99	1.07	1.08	1.07	1.07		
Feedwater System															
Feedwater Pressure	MPa		11.00	11.01	11.06	10.7	7.75	8.07	7.45	8.1	8	7.96	8.90		
Feedwater Temperature	°C		146	147	147	143	142	183	183	185	183	186	192		
Feedwater Flow	T/H		734	763	760	743	762	771	747	772	772	767	780		
Deaerator Temperature	°C		126	127	126	126	127	117	116	118	118	118	121		
Deaerator Level	mm	600-2500	1974	1831	1913	2002	2034	2162	2168	2056	2090	2037	1974		
Motor Drivers BEP															
A	Speed	rpm													
	Outlet Pressure	MPa													
	Recirculation Flow	T/H													
	Current	A													
B	Speed	rpm	3195	3306	3400	3616	3093	3159	3102	3247	3242	3204	3471	3630	
	Outlet Pressure	MPa	<17.1	16.5	11.6	11.5	10.90	8.1	8.4	8.9	8.36	8.35	8.26	8.22	
	Recirculation Flow	T/H		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Current	A		330	376	331	346	299	248	252	269	271	264	233	
Hydr. Coup. Open	%		100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100		
Condensate System															
A	Outlet Pressure	MPa	2.0-4.0												
	Current	A													
B	Outlet Pressure	MPa		2.14	2.10	2.10	2.03	2.20	2.07	2.03	2.12	2.06	2.04	2.11	
	Current	A		58	58	58	58	58	58	58	58	58	58	58	
Condensate Flow	T/H		590	590	600	633	581	651	604	649	629	605	606		
Condensate Pump Inlet Temperature	°C	<80	57	57	57	57	48	48	48	50	51	50	58		
Make Up Water Flow	T/H		13	1.2	1.3	1.6	1.2	6	1	1	1	1	1		
Hotwell Level	mm	300-880	675	628	628	628	624	632	691	689	628	682	611		

INDONESIA UJIP PANGKALAN SUSU		LOG SHEET OPERATOR TURBIN CONTROL ROOM													No. Dokumen	FM-PNS-OPR-004		
HARI: Rabu		TANGGAL: 10-11-2019															Tanggal	-
TANGGAL: 10-11-2019																	Revisi	-
																	Halaman	: 2
ITEM	BATASAN	JAM													Keterangan			
	ALARM	0:00	2:00	4:00	6:00	8:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00					
Condenser Vacuum	kPa	-88 s/d -100	-90.13	-90.23	-90.34	-90.46	-90.58	-90.7	-90.8	-90.9	-91.0	-91.1	-91.2	-91.3				
Cond Sea Water Inlet Temp	°C		25	25	25	25	24	24	25	25	25	24.9	24.9	24.9				
Cond Sea Water outlet Temp	°C		-	-	-	-	41	41	42	42	44	44	44	43				
Circ. Water Inlet Press	MPa		0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03				
Circulating Water System																		
CWP A	Outlet Pressure	MPa	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.12				
	Current	A	121	122	121	120	122	121	113	120	120	121	122	122				
CWP B	Outlet Pressure	MPa	0.15	0.16	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15				
	Current	A	145	145	146	146	146	149	146	144	145	147	148	146				
High Steam System																		
Gland Steam Press	kPa		10.2	10	10	10	9	9	8	9.9	9.9	9.9	9.9	9.8				
Gland Steam Temperature	°C	120 - 160	172	170	170	171	173	173	171	170	171	171	171	170				
CCOW System																		
CCOW A	Outlet Pressure	MPa	0.60	0.60	0.60	0.6	0.60	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.60				
	Current	A	207	205	200	200	200	203	206	203	204	207	201	207				
CCOW B	Outlet Pressure	MPa	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.60				
	Current	A	222	218	220	222	222	220	219	220	220	220	218	219				
CCOW PA	Outlet Pressure	MPa	0.19	0.19	0.19	0.19	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19				
	Current	A	189	192	191	193	193	190	190	191	191	192	193	191				
CCOW PB	Outlet Pressure	MPa																
	Current	A																
CCOW outlet HE Temp	°C		37.19	36.7	36.3	36.6	36.3	36.4	36.3	36.3	36.3	36.3	36.3	36.3				
CCOW Expansion Tank	mm	400 - 1900	1623	1613	1646	1631	1616	1647	1663	1665	1673	1679	1679	1679				
Temp Out Steeler																		
LPH 8 Out Temp	°C		70	70	70	69	69	69	69	69	69	69	69	69				
LPH 7 Out Temp	°C		71	71	71	73	73	73	73	73	73	73	73	73				
LPH 6 Out Temp	°C		70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70				
LPH 5 Out Temp	°C		85	85	85	85	84	84	84	84	84	84	84	84				
Deaerator Out Temp	°C		126	127	126	125	117	117	116	117	119	124	123.8	123.8				
HPH 3 Out Temp	°C		156	159	156	155	145	145	144	146	145	146	151	152				
HPH 2 Out Temp	°C		141	144	144	142	139	139	138	138	138	138	137	137				
HPH 1 Out Temp	°C		188	188	188	188	184	183	182	183	183	183	183	183				
Heater Level																		
HP Heater 1	mm	50 - 700	576	574	573	574	567	567	566	566	569	566	576	581				
HP Heater 2	mm	51 - 700	387	359	357	354	324	332	319	322	320	322	349	351				
HP Heater 3	mm	52 - 700	342	344	340	340	319	320	320	322	320	320	344	332				
LP Heater 5	mm	<950	406	402	402	402	403	403	403	403	403	406	406	406				
LP Heater 6	mm	<950	400	402	400	400	401	387	386	387	388	387	392	398				
LP Heater 7	mm	<950	414	404	404	401	401	363	371	360	366	361	370	377				
LP Heater 8	mm	<950	454	455	455	456	450	450	452	450	450	448	446	450				
EH Oil & Lube Oil System																		
MOT Level	mm		236	236	236	236	236	236	236	236	236	236	236	236				
Oil Outlet Cooler Temp	°C	35 - 45	46.17	45.7	45.67	45.5	45.1	45.4	45.8	46	46	46	46	46				
Lube Oil Pressure	MPa	>0.04	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13				
EH Oil Tank Level	mm	370 - 660	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461				
EH Oil Pressure	MPa	11.2 - 16.2	13.99	14.05	14.05	14.05	14.05	13.89	14	14	14	13.97	14.00	14.00				
Generator Stator Cooling Water																		
GSCW Pump Current	A		33.2	32.4	32.6	32.4	32.5	32	32	32	32	32.2	32.5	32.4				
GSCW Pump Current	A																	
Inlet Generator Water Conductivity	us/cm	<1.5	1.19	0.16	0.17	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17				
Stator Cooling Water DP	kPa	<20	30	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32				
Inlet Temperature	°C	<50	49	49	49	49	49	49	49	49	49	49	49	49				
Outlet Temperature	°C	<90	46	48	48	47	48	49	49	49	49	49	49	49				

Lampiran VI



Lampiran VII



**ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN
FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR
JENIS SHEEL AND TUBE TIPE 1-2 PASS
DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU
PANGKALAN SUSU**

SKRIPSI

OLEH

SUPRIANTO MANALU

158130031



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
2019**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

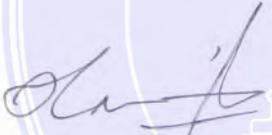
Document Accepted 11/4/19

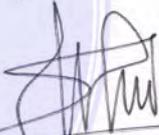
Access From (repository.uma.ac.id)

HALAMAN PENGESAHAN

Judul Skripsi : Analisis Karakteristik Perpindahan Panas Dan Faktor Gesekan Pada Alat Penukar Kalor Jenis *Sheel And Tube* Tipe 1-2 pass Di PT.Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu
Nama : Suprianto Manalu
NPM : 158130031
Fakultas : Teknik

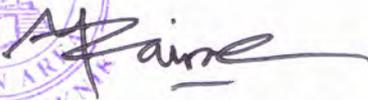
Disetujui Oleh,
Komisi Pembimbing


Ir. Husin Ibrahim, MT
Pembimbing I


Muhammad Idris, ST, MT
Pembimbing II

Mengetahui,




Dr. Faisal Amri Tanjung, SST, MT
Dekan Fakultas Teknik




Bobbi Umroh, ST, MT
Ketua Program Studi

HALAMAN PERNYATAAN

Saya menyatakan bahwa skripsi yang saya susun, sebagai syarat memperoleh gelar sarjana merupakan hasil karya tulis saya sendiri. Adapun bagian-bagian tertentu dalam penulisan skripsi ini yang saya kutip dari hasil karya orang lain telah dituliskan sumbernya secara jelas sesuai dengan norma, kaidah, dan etika penulisan ilmiah. Saya bersedia menerima sanksi pencabutan gelar akademik yang saya peroleh dan sanksi-sanksi lainnya dengan peraturan yang berlaku, apabila di kemudian hari ditemukan adanya plagiat dalam skripsi ini.



Medan, 8 October 2019

SUPRIANTO MANALU

158130031

**ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN
FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR
JENIS *SHEEL AND TUBE* TIPE 1-2 PASS
DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU
PANGKALAN SUSU**

SKRIPSI

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat Untuk Memperoleh
Gelar Sarjana (S-1) Di Fakultas Teknik
Universitas Medan Area



Oleh :

SUPRIANTO MANALU

158130031

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2019**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/4/19

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR/SKRIPSI UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai Mahasiswa akademik Universitas Medan Area, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Suprianto Manalu

NPM : 158130031

Program studi : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis Karya : Tugas Akhir/Skripsi

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Medan Area **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (Non-exclusive Royalty-Free Right)** atas karya ilmiah saya yang berjudul : **ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR JENIS SHEEL AND TUBE TIPE 1-2 PASS DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU PANGKALAN SUSU** beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Medan Area berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (database), merawat, dan mempublikasikan tugas akhir/skripsi saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta. Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Medan, 08 October 2019



(SUPRIANTO MANALU)

ABSTRACT

Suprianto Manalu. 158130031. “The Analysis of Heat Transfer Characteristics and Friction Factors on the Shell and Tube of Heat Exchanger Tool Type 1-2 Pass at PT. Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu”. Supervised by Ir. Husin Ibrahim, M.T., and Muhammad Idris, S.T., M.T.

The study aimed to analyze the heat transfer characteristics and friction factors on the shell and tube of heat exchanger tool type 1-2 pass. Shell and tube are tool kinds of heat exchanger which function to heat fluid of the lower temperature or reversely by utilizing the heat energy from the high-temperature fluid. By measuring the temperature alteration between inlets and outlets fluid of water and vapor of shell and tube, hence the value of coefficient heat transfer, friction factors, and heat transfer effectivity can be calculated. Then, to analyse it, the heat exchanger tool need to have the input parameter which obtained from specification data, namely tube length (L), tube quantity (Nt) of property data, baffle distance (B), baffle quantity (Nb), on APK of shell and tube type the square arrangement was 2 flows. Wherein on the shell side was flowed the hot fluid (vapor of extraction) and on the tube side also flowed the hot fluid (condensate water). The outcome from the heat exchanger tool analysis revealed that the calculation result of the value of thorough coefficient heat transfer (U) = 6.925 W/m²°C, heat transfer inside the shell (h_o) = 1.873 W/m²°C, heat transfer inside the tube (h_i) = 2,130.79 W/m²°C, heat released (Q) = 5,140.404 Kw, friction factor on shell side (f_s) = -0.093, friction factor on tube side (f_t) = 0.00584, and APK effectivity = 80.38%.

Keywords: Heat Exchanger, Coefficient Heat Transfer, Friction Factors, and Effectiveness.

ABSTRAK

Suprianto Manalu. 158130031. “Analisis Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan pada Shell dan Tabung Alat Penukar Panas Tipe 1-2 Pass di PT. Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu ”. Dibimbing oleh Ir. Husin Ibrahim, M.T., dan Muhammad Idris, S.T., M.T.

Penelitian ini dilakukan untuk menganalisis karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis shell dan tube tipe 1-2 pass. Shell dan Tube adalah salah satu jenis alat penukar kalor yang berfungsi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya, dengan memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi. Dari penelitian ini, nilai koefisien perpindahan panas disisi shell dan tube, faktor gesekan dan efektivitas perpindahan panas yang terjadi dapat diketahui dengan menganalisa temperatur masuk dan keluar fluida air dan uap dapat ditentukan. Untuk menganalisa alat penukar kalor harus membutuhkan parameter input yang diperoleh dari data spesifikasi yaitu panjang tube (L), jumlah tube (Nt) data-data propertis, jarak baffle (B), jumlah baffle (Nb), pada APK jenis shell and tube susunan square dengan jumlah 2 laluan. Dimana pada sisi shell mengalir fluida panas (Uap Ekstraksi) dan pada sisi tube mengalir fluida panas (air kondensat). Dari Analisis alat penukar kalor diperoleh hasil perhitungan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) = 6,925 W/m².°C, perpindahan panas di dalam shell (h_o) = 1,873 W/m.°C, perpindahan panas di dalam tube (h_i) = 2130,79 W/m.°C, panas yang di lepas (Q_h) = 5140,404 Kw, faktor gesekan pada sisi shell (f_s) = -0,093, faktor gesekan pada sisi tube (f_t) = 0,00584 dan efektivitas pada APK = 80,38%

Kata Kunci : *Heat Exchanger*, Koefisien Perpindahan Panas, Faktor Gesekan Dan Efektivitas.

KATA PENGANTAR

Dengan segala kerendahan hati, penulis mengucapkan puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa dan Yesus Kristus atas berkat dan rahmat-Nya yang tidak pernah berhenti mengalir, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir (Skripsi) ini dengan judul **“ANALISIS KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA ALAT PENUKAR KALOR JENIS SHELL AND TUBE TIPE 1-2 PASS DI PT.INDONESIA POWER UJP PLTU PANGKALAN SUSU”**.

Penulis menyadari keberhasilan dalam menyelesaikan penulisan skripsi ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan dari banyak pihak, baik yang secara langsung maupun tidak langsung telah berkontribusi.

Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis juga mengucapkan banyak terimakasih kepada orang yang telah memberikan bantuan dan bimbingannya sehingga Tugas akhir(Skripsi) ini dapat di selesaikan, yaitu kepada :

1. Bapak Prof. Dr. Dadan Ramdan, M.Eng, M.sc selaku Rektor Universitas Medan Area.
2. Bapak Dr. Faisal Amri Tanjung, SST, MT selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
3. Bapak Ir. H. Darianto, M.Sc selaku Wakil Dekan Bidang Kemahasiswaan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
4. Ibu Susilawati, S.kom, M.kom selaku Wakil Dekan Bidang Akademik Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
5. Bapak Bobby Umroh, ST, MT. selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Medan Area.
6. Bapak Ir. Husin Ibrahim, MT selaku Pembimbing I dan Bapak Muhammad Idris, ST, MT selaku Pembimbing II dalam memberikan bimbingan dan arahan kepada penulis.
7. Yang terkasih dan teristimewa Papa J. Manalu, Mama R. br. Nababan, Adik laki-laki Wiranto Manalu, Kakak perempuan Yanti Friska br. Manalu yang

telah banyak memberikan dukungan, kasih sayang, doa dan semangat selama proses pembuatan skripsi ini.

8. Semua rekan-rekan mahasiswa, khusus teman-teman Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih membutuhkan penyempurnaan tentunya dengan menyesuaikan perkembangan dinamika dan kemajuan teknologi industri pembangkit listrik berikutnya. Oleh sebab itu penulis tidak menutup kesempatan bagi setiap pihak untuk memberikan pendapat dan masukan yang membangun untuk kesempurnaan Skripsi ini.

Akhir kata semoga hasil penelitian dan skripsi ini dapat bermanfaat bagi dunia pendidikan khususnya di Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.



Penulis,

Medan,

2019

Suprianto Manalu

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRACT (Bahasa Inggris).....	v
ABSTRAK (Bahasa Indonesia).....	vi
RIWAYAT HIDUP	vii
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xiv
DAFTAR NOTASI.....	xv
DAFTAR LAMPIRAN	xvi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1.Latar Belakang.....	1
1.2.Rumusan Masalah	2
1.3.Batasan Masalah	2
1.4.Tujuan Penelitian.....	3
1.5.Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1.Landasan Teori	5
2.2.Dasar Perpindahan Panas	5
2.2.1 Perpindahan panas secara konduksi	6
2.2.2 Perpindahan panas secara konveksi.....	7
2.2.3 Perpindahan panas secara radiasi	8
2.3.Klasifikasi Alat Penukar Kalor (<i>heat exchanger</i>).....	8
2.3.1 Bagian-bagian alat penukar kalor berdasarkan standart TEMA	13
2.3.2 Jumlah lintasan (<i>pass</i>) pada alat penukar kalor	14
2.4.Klasifikasi <i>Heat Exchanger</i> tipe <i>shell and tube</i>	18
2.4.1 Beberapa bagian yang penting dari alat penukar panas tipe <i>shell and tube</i> , dengan fungsinya masing-masing	20
2.5.Jenis Aliran Fluida pada <i>Heat exchanger shell and tube</i>	23

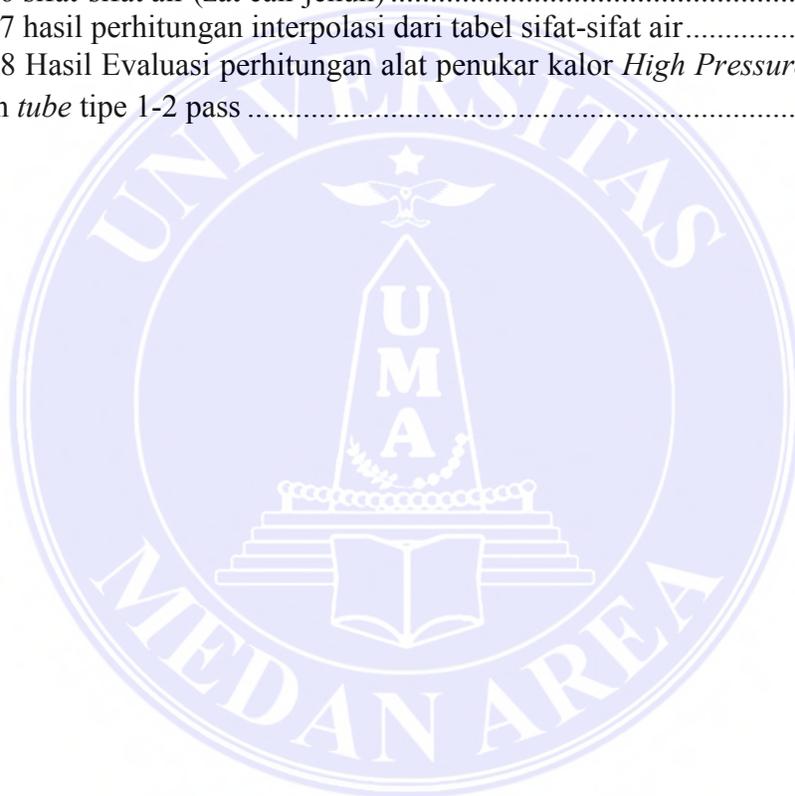
2.6. Mengetahui besar kalor yang akan dilepas fluida panas kepada fluida dingin (Q)	24
2.7. Koefisien Perpindahan panas Menyeluruh (<i>overall heat transfer coefficient</i>)	25
2.7.1 Beda temperatur rata-rata Logaritma (ΔT_{LM})	25
2.7.2 Perhitungan awal perpindahan panas	27
2.7.3 Koefisien perpindahan panas di bagian <i>shell</i>	27
2.7.4 Koefisien perpindahan panas di bagian tabung (<i>tube</i>)	30
2.8. Jumlah panas yang diserap (Q).....	32
2.9. Penurunan Tekanan	33
2.9.1 Penurunan Tekanan (<i>pressure drop</i>) pada sisi <i>shell</i>	34
2.9.2 Penurunan Tekanan (<i>pressure drop</i>) pada sisi <i>tube</i>	35
2.10. Efektivitas Alat Penukar Kalor (APK)	35
BAB III METODE PENELITIAN	38
3.1. Lokasi dan Waktu Penelitian	38
3.2. Alat dan Bahan Penelitian	38
3.3. Proses penelitian	41
3.4. Diagram Alir	42
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	44
4.1. Tinjauan Umum	44
4.2. Perhitungan awal perpindahan panas	46
4.3. Evaluasi Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor (<i>heat exchanger</i>)	47
4.3.1 Menghitung Selisih temperatur rata-rata atau LMTD (<i>Logarithmic Mean Temperature Defference</i>)	47
4.3.2 Menghitung nilai Koefisien perpindahan panas di dalam <i>shell</i> . ..	48
4.3.3 Menghitung nilai Koefisien perpindahan panas di dalam tube . ..	49
4.3.4 Menghitung luas penampang pada sisi <i>tube</i> (A_o dan A_i).....	51
4.3.5 Menghitung nilai Koefisien perpindahan panas menyeluruh	51
4.3.6 Menghitung luas permukaan perpindahan panas menyeluruh ..	52
4.3.7 Menghitung Penurunan Tekanan pada sisi <i>shell</i> dan <i>tube</i>	52
4.4. Menghitung besar kalor yang akan dilepas fluida panas kepada fluida dingin	53

4.5.Menghitung Efektifitas Alat Penukar Kalor Menggunakan metode NTU	53
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	60
5.1.Kesimpulan.....	60
5.2.Saran.....	61
DAFTAR PUSTAKA	62
LAMPIRAN.....	63



DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Jadwal Penelitian.....	38
Tabel 3.2 Spesifikasi <i>Digital Infrared Thermometer</i>	40
Tabel 4.1 Data parameter HPH 3	45
Tabel 4.2 Data Klasifikasi tentang <i>Shell</i>	45
Tabel 4.3 Data klasifikasi tentang <i>tube</i>	45
Tabel 4.4 sifat-sifat uap.....	46
Tabel 4.5 hasil perhitungan interpolasi dari tabel sifat-sifat uap	46
Tabel 4.6 sifat-sifat air (zat cair jenuh)	47
Tabel 4.7 hasil perhitungan interpolasi dari tabel sifat-sifat air.....	47
Tabel 4.8 Hasil Evaluasi perhitungan alat penukar kalor <i>High Pressure heater</i> 3 jenis <i>shell</i> dan <i>tube</i> tipe 1-2 pass	55



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bagian-bagian alat penukar kalor berdasarkan standart TEMA	16
Gambar 2.2 Alat penukar kalor 1-1 pass.....	18
Gambar 2.3 Alat penukar kalor 1-2 pass.....	19
Gambar 2.4 Alat penukar kalor 2-4 pass.....	19
Gambar 2.5 Alat penukar kalor jenis <i>Shell and tube</i>	21
Gambar 2.6 <i>Heat Exchanger shell and tube</i> tipe 1-2 pass	22
Gambar 2.7 Lalan arah aliran berlawanan 1-2 pass	22
Gambar 2.8 Standart Tema <i>shell</i> 1 pass tipe E.....	23
Gambar 2.9 Profil temperatur	28
Gambar 3.1 PT Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu	44
Gambar 3.2. <i>Heat exchanger</i> tipe <i>shell and tube</i> 1-2 pass.....	45
Gambar 3.3. <i>Digital Infrared Thermometer</i>	46
Gambar 4.1 Grafik efektivitas terhadap waktu.....	56
Gambar 4.2 Grafik LMTD(<i>Logarithmic Mean Temperature Defference</i>) terhadap waktu	57
Gambar 4.3 Grafik Temperatur air terhadap waktu	57
Gambar 4.4 Grafik Temperatur Uap terhadap waktu.....	58

DAFTAR LAMPIRAN

1. Tabel Konduktivitas Thermal(K).....	63
2. Tabel data Temperatur Per Jam <i>High Pressure Heater</i> 3	64
3. Spesifikasi Alat Penukar Kalor High Pressure Heater3 PLTU Pangkalan susu	65
4. Siklus Air dan Uap PLTU Pangkalan Susu.....	66
5. Log Sheet Operator Turbin Control Room	67
6. Turbine Extraction Steam System I	69
7. HP Heater Drain and Vent	70



DAFTAR NOTASI

NOTASI	KETERANGAN	
q	laju perpindahan panas	(KJ/s)
k	Konduktivitas Termal	(W/m°C)
A	Luas penampang	(m)
Dt	perbedaan temperatur	(°C)
Dx	perbedaan jarak	(m/s)
h	koefisien perpindahan panas konveksi	(W/m ² .°C)
T_w	Temperatur dinding	(°C)
T_∞	Temperatur sekeliling	(°C)
σ	Konstanta boltzman	(W/m ² .K ⁴)
Q	Besar panas yang dilepas	(°C)
U	Koefisien perpindahan panas menyeluruh	(°C)
ΔT_{LM}	selisih temperatur rata-rata	(°C)
h_o	koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>	(W/m ² .°C)
h_i	koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>	(W/m ² .°C)
d_o	diameter luar <i>tube</i>	(m)
d_i	diameter dalam <i>tube</i>	(m)
K_{tube}	koefisien konveksi <i>tube</i>	
L	panjang <i>tube</i>	(m)
N_t	jumlah <i>tube</i>	
N_p	jumlah <i>pass</i>	
T_h	Temperatur uap rata-rata	(°C)
T_{hi}	Temperatur uap masuk	(°C)
T_{ho}	Temperatur uap keluar	(°C)
T_c	Temperatur air rata-rata	(°C)
T_{ci}	Temperatur air masuk	(°C)
T_{co}	Temperatur air keluar	(°C)
a_s	luas daerah aliran pada sisi <i>shell</i>	(m)
D_i	diameter dalam <i>shell</i>	(m)
D_o	diameter luar <i>shell</i>	(m)
C'	jarak antara <i>tube</i>	(mm)
B	jarak antara <i>baffle plate</i>	(mm)
P_t	jarak antara titik pusat <i>tube</i>	(mm)
G_s	kecepatan aliran massa pada <i>shell</i>	(N/m ² .s)
G_t	kecepatan aliran massa pada <i>tube</i>	(N/m ² .s)
\dot{m}_s	laju aliran massa pada uap	(N/s)
\dot{m}_t	laju aliran massa pada air	(N/s)

NOTASI	KETERANGAN	
Re	Bilangan Reynold	
D_e	Diameter ekuivalen pada <i>shell</i>	(m)
μ	viskositas uap	(kg/m,s)
JH	factor perpindahan panas	
k_s	konduktivitas termal pada <i>shell</i>	(W/m.C)
Pr_s	bilangan prandtl pada <i>shell</i>	
Pr_t	bilangan prandtl pada tube	
f	Faktor gesekan	
N_{ud}	bilangan Nusselt	(m)
V	kecepatan fluida	(m/s)
ρ	masaa jenis fluida	
C_{p_c}	panas spesifik air	J/kg
C_{p_h}	panas spesifik uap	J/kg
Q_c	panas yang diserap air	(°C)
Q_h	panas yang dilepas uap	(°C)
Δp	pressure drop	(pa)
SG_s	spesifik gravity uap	
SG_t	spesifik gravity air	
ϕ	rasio viskositas uap $(\mu/\mu_\omega)^{0.14}$	

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) didalam industri-industri pabrik maupun pembangkit listrik memiliki peranan yang sangat penting. *Heat Exchanger* ini bekerja dengan memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya. Dalam *heat exchanger* tidak terjadi pencampuran seperti halnya dalam suatu *mixing chamber*.

Permintaan terhadap alat penukar kalor (APK) meningkat seiring dengan meningkatnya kebutuhan industri untuk menghasilkan produksi yang tinggi, berbagai upaya telah dilakukan salah satunya dengan cara menganalisa karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis sheel and tube dengan sistem 1-2 *pass*, sehingga dapat memberikan manfaat terhadap industri atau pembangkit listrik yang menggunakan alat penukar kalor (APK) tersebut.

Defenisi dari alat penukar kalor jenis sheel and tube dengan sistem 1-2 *pass* ialah suatu alat yang memfasilitasi perpindahan panas dari satu fluida ke fluida lain yang berbeda temperatur, dan menjaga agar kedua fluida tersebut tidak saling bercampur. Fungsi dari alat penukar kalor ini tidak hanya terbatas untuk proses pendinginan saja, tetapi juga difungsikan untuk proses pemanasan, namun dalam penyusunan tugas akhir ini penulis akan membahas mengenai alat penukar kalor yang

berfungsi sebagai pemanas air (water cooler) terutama pada sistem pemanas lanjut yang ada di PLTU seperti *High pressure heater* (Sitompul, T,M,; 1991).

Jenis *shell and tube heat exchanger* adalah tipe *heat exchanger* yang paling banyak digunakan saat ini, dimana proses perpindahan panas yang terjadi dipisahkan oleh media perantara dinding tube, dimana kedua fluida (fluida panas dan fluida dingin) tidak mengalami kontak langsung. Dari beberapa jenis alat penukar kalor konvensional *shell and tube* yang selama beberapa dekade mendominasi fungsi sebagai penukar panas di industri maupun pembangkit listrik. Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) Pangkalan susu mempunyai alat penukar kalor *High Pressure Heater* (HPH). Jenis Alat Penukar Kalor pada PLTU Pangkalan Susu adalah *Shell and tube* tipe 1-2 pass, yang artinya adalah pada *shell* mengalir fluida uap 1 pass (lalu) dan pada *tube* mengalir fluida air 2 pass (lalu). *High pressure heater* berfungsi sebagai pemanas lanjut yang memanfaatkan media pemanas berupa ekstraksi uap bekas dari turbin untuk memanaskan air pengisi boiler. Dalam hal ini penulis ingin menganalisa karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan yang terjadi pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.

1.2. Rumusan masalah

Rumusan masalah dalam penelitian ini didasarkan pada latar belakang diatas. Rumusan masalahnya adalah menganalisa karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.

1.3. Batasan Masalah

Untuk memecahkan permasalahan yang harus ada di rumusan masalah, perlu adanya batasan masalah serta ruang lingkupnya agar dalam melakukan analisa nantinya dapat memudahkan dalam melakukan analisa, batasan-batasan masalah tersebut yaitu :

- a) *Heat exchanger* yang di analisa adalah *High Pressure Heater 3* yang digunakan sebagai pemanas lanjut di PLTU Pangkalan Susu.
- b) Menganalisa berdasarkan data-data operasi yang diperoleh dari tempat penelitian di PLTU Pangkalan susu.
- c) Faktor pengotoran (*Fouling factor*) diabaikan ($R_f = 0$)

1.4. Tujuan penelitian

Tujuan penelitian yang diambil untuk di pelajari dalam Tugas akhir ini adalah:

- a) Mengetahui koefisien perpindahan panas menyeluruh di Penukar kalor *High pressure Heater* jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.
- b) Menganalisa faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis *shell* dan *tube* tipe 1-2 pass.
- c) Menganalisa efektivitas alat penukar kalor *high pressure heater* jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.

1.5. Manfaat Penelitian

Diharapkan pada penelitian ini dapat memberikan manfaat dan menambah wawasan kepada penulis serta pihak yang terkait didalamnya, yaitu sebagai berikut :

- a) Bagi penulis : Mengetahui tentang sistem kerja alat penukar kalor dan menganalisa karakteristik perpindahan panas alat penukar kalor *shell and tube* dan menghitung faktor gesekan pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* tipe 1-2 pass.
- b) Bagi Universitas Medan Area : Hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi salah satu referensi tambahan bagi civitas akademik Sebagai referensi bagi civitas akademik khususnya program studi Teknik Mesin.
- c) Bagi PT.Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu: Mendapat *feedback* dalam memonitori kinerja alat penukar kalor *Heat Pressure heater* jenis *Shell and tube* tipe 1-2 pass di PLTU Pangkalan Susu.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Landasan Teori

Hukum Kekekalan Energi (Hukum I Termodinamika) berbunyi : “Energi dapat berubah bentuk satu energi ke bentuk energi yang lain tetapi tidak bisa diciptakan atau dimusnakan (konversi energi)”. Sedangkan dalam sebuah sistem tertutup menyatakan bahwa “jumlah energi tidak dapat berubah, ia akan tetap sama”, misalnya merubah energi mekanik menjadi energi listrik.

Energi listrik dapat dihasilkan oleh pusat-pusat pembangkit listrik. Dibutuhkan suatu alat yang dapat mengkonversi energi mekanik menjadi energi listrik, yang dikenal dengan sebutan Generator. Untuk menghasilkan energi listrik yang handal, generator harus bekerja sesuai dengan kapasitas dan spesifikasinya.

Proses perpindahan kalor/panas yang terjadi pada suatu kondisi tertentu menandakan adanya perpindahan energi karena perbedaan suhu di antara benda atau material. Dalam proses perpindahan energi tersebut tentu ada kecepatan perpindahan panas atau lebih dikenal dengan laju perpindahan panas. Dengan demikian perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat perbedaan temperatur pada daerah tersebut, (Rusjdi H. dkk., 2016).

2.2. Dasar Perpindahan Panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) adalah ilmu untuk meramalkan perpindahan yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur di antara benda dan material. Dari termodinamika telah diketahui bahwa energi yang berpindah itu dinamakan kalor/panas, sedangkan ilmu perpindahan panas tidak hanya menjelaskan bagaimana energi panas itu berpindah dari satu benda ke benda yang lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan panas yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu, (Karza, Ridwan, & Ulfiana, 2015).

Perpindahan panas terbagi menjadi tiga cara perpindahan panas bila dilihat dari cara perpindahannya, yaitu konduksi (hantaran), konveksi (aliran), dan radiasi (pancaran).

2.2.1. Perpindahan panas secara konduksi

Perpindahan panas Konduksi adalah proses perpindahan panas yang mengalir dari daerah bertemperatur tinggi ke daerah bertemperatur rendah dalam suatu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung sehingga terjadi pertukaran energi dan momentum, (Ratnawati & Salim, 2018). Laju perpindahan panas yang terjadi pada perpindahan panas konduksi berbanding lurus dengan gradien suhu normal yang dinyatakan dengan persamaan 2.1:

$$q = -k \cdot A \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots(2.1)$$

Keterangan :

q = Laju Perpindahan Panas (kj/s)

k = Konduktivitas Termal (W/m °C)

- A = Luas Penampang (m)
- Dt = Perbedaan Temperatur (°C)
- Dx = Perbedaan Jarak (m/s)

2.2.2. Perpindahan panas secara konveksi

Perpindahan panas Konveksi adalah perpindahan panas akibat adanya gerakan/perpindahan molekul dari tempat temperatur tinggi ke tempat yang temperaturnya lebih rendah disertai dengan perpindahan pertikel-pertikel zat perantaranya. Contoh yang sering kita jumpai yaitu pendinginan dari secangkir kopi panas, makanan panas, kehilangan panas dari radiator mobil, dll.

Perpindahan panas konveksi dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis menurut cara gerakan alirannya, yaitu konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Bila gerakan fluida disebabkan karena adanya perbedaan kerapatan karena perbedaan suhu, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi bebas (*free/natural convection*). Bila gerakan fluida disebabkan oleh gaya pemaksa/eksitasi dari luar, misalkan dengan pompa atau kipas yang menggerakkan fluida, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi paksa (*forced convection*). Laju perpindahan panas pada beda temperatur tertentu dapat dihitung dengan persamaan 2.2 :

$$q_k = - hA(T_w - T_\infty) \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan :

- q = Laju perpindahan panas (kJ/s)
- h = Koefisien perpindahan panas konveksi (W/m².°C)

A = Luas bidang permukaan perpindahan panas (m)

T_w = Temperature dinding ($^{\circ}\text{C}$)

T_{∞} = Temperature sekeliling ($^{\circ}\text{C}$)

Tanda minus (-) digunakan untuk memenuhi hukum II termodinamika, sedangkan panas yang dipindahkan selalu mempunyai tanda positif (+).

2.2.3. Perpindahan panas secara radiasi

Perpindahan panas Radiasi adalah proses mengalirnya panas dari benda bertemperatur tinggi ke benda bertemperatur rendah yang masing-masing benda berada di dalam ruang yang sama, bahkan jika terdapat diruang hampa diantara benda-benda teraebut. Energi/panas radiasi dipancarkan oleh benda karena temperatur tinggi, yang dipindahkan melalui ruang hantar dalam bentuk gelombang elektromagnetik. Bila energi radiasi mengenai suatu bahan, maka sebagian radiasi akan dipantulkan, sebagian lain diserap oleh bahan dan sebagian lainnya diteruskan kebagian yang lain. Menghitung besarnya energi radiasi dapat digunakan persamaan

2.3 :

$$Q_{\text{pancaran}} = \sigma A T^4 \dots\dots\dots(2.3)$$

Keterangan :

Q_{pancar} = laju perpindahan panas (KJ/s)

σ = konstanta boltzman ($5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

A = luas permukaan benda (m)

T = temperatur absolut benda ($^{\circ}\text{C}$)

2.3. Klasifikasi Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Heat exchanger adalah suatu peralatan yang memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya. Dalam suatu pembangkit, aliran air dan uap di dalam boiler dan turbin berada dalam loop tertutup (air dan uap tersebut digunakan secara berulang-ulang). Hal ini dilakukan untuk menaikkan efisiensi dari suatu pembangkit. Adapun uap setelah melewati turbin uap tersebut sebagian dikondensasikan didalam kondensor dan sebagian lagi digunakan sebagai pemanas untuk menaikkan suhu air dari kondensor ke *boiler drum*.

Sistem air pengisi tekanan tinggi memindahkan air dari tangki daerator ke boiler melalui beberapa pemanas tekanan tinggi. Pompa BFP menghasilkan tekanan yang cukup untuk mengalirkan air pengisi ke boiler sekalipun boiler sudah bertekanan. *High pressure heater* (HPH) mendapat uap ekstraksi dari turbin, uap tersebut akan menaikkan temperatur air pengisi sehingga mendekati temperatur air didalam boiler.

Seiring berjalannya waktu dengan dipergunakan secara terus menerus maka akan mempengaruhi *lifetime* dari *High pressure heater* itu sendiri, pengaruh yang mungkin terjadi yaitu kerusakan pada komponen *high pressure heater* yaitu *tube*. Yang menyebabkan penurunan kinerja dan mempengaruhi proses pemanasan pada sistem pengisian air.

Di industri khususnya industri pembangkitan, masalah perpindahan energi panas adalah hal yang wajib dilakukan. Perpindahan panas dilakukan dalam suatu alat penukar panas (*heat exchanger*), yaitu suatu peralatan mekanik yang digunakan untuk

memindahkan energi panas dari fluida yang bersuhu lebih tinggi ke fluida yang bersuhu yang lebih rendah, baik secara langsung maupun tidak langsung. Proses perpindahan panas tersebut dapat terjadi secara langsung maupun tidak langsung, maksudnya adalah :

a. Alat penukar kalor yang langsung

Alat penukar langsung ialah fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin (tanpa adanya pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu. Contoh : jet *condenser*, pesawat *desuperheater* pada ketel, pesawat *dearator* yaitu antara air ketel dengan uap yang diinjeksikan, dan sebagainya.

b. Alat penukar kalor yang tidak langsung

Alat penukar kalor tidak langsung ialah fluida panas tidak berhubungan langsung (*indirect contact*) dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan panas itu mempunyai media perantara, seperti pipa, pelat atau jenis lainnya. Contoh : *condenser* pada turbin uap, pesawat pemanas uap lanjut pada ketel, *economizer*, pemanas udara pembakaran (*preheater*) dan sebagainya.

Pada Pembangkit listrik, alat penukar kalor jenis *shell and tube* banyak digunakan sebagai alat pemanas dan atau pendingin fluida maupun produk yang akan di simpan dalam tangki timbun. Dikarenakan banyak sekali jenis alat penukar panas, sehingga alat penukar panas diklasifikasikan berdasarkan bermacam-macam pertimbangan, (Iriansyah, 2017) antara lain :

Klasifikasi berdasarkan proses perpindahan panas :

a. Alat penukar panas tipe kontak langsung.

b. Alat penukar panas tipe kontak tidak langsung

Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir :

- a. Dua jenis fluida.
- b. Tiga jenis fluida.
- c. N jenis fluida

Klasifikasi berdasarkan luas kompaknya permukaan :

- a. Tipe kompak (density luas permukaannya $> 700\text{m}^2/\text{m}^3$)
- b. Tipe tidak kompak (density luas permukaannya $< 700\text{m}^2/\text{m}^3$)

klasifikasi berdasarkan mekanisme perpindahan panas :

- a. Dengan cara konveksi, satu fase pada kedua sisi alirannya
- b. Dengan cara konveksi pada satu sisi aliran dan pada sisi yang lainnya terdapat cara konveksi 2 aliran.
- c. Dengan cara konveksi pada kedua sisi alirannya serta terdapat 2 pass aliran masing-masing.
- d. Kombinasi cara konveksi dan radiasi

Klasifikasi berdasarkan konstruksi :

- a. Konstruksi tubular (*sheel and tube*)
- b. Konstruksi tipe pelat
- c. Konstruksi dengan luas permukaan yang diperluas

Klasifikasi berdasarkan pengaturan aliran :

- a. Aliran dengan satu pass
- b. Aliran multi pass

TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturing Association*) mengklasifikasi Alat

penukar panas jenis *sheel and tube* berdasarkan pemakaiannya menjadi 3 (tiga):

a. Kelompok kelas R.

TEMA kelas R menentukan persyaratan desain dan fabrikasi untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* yang ada di lingkungan migas seperti *refinery, oil field* dan industri terkait lainnya. Kelas R umumnya di pilih oleh desainer untuk aplikasi dimana daya tahan dan faktor keamanan menjadi faktor utama.

b. Kelompok kelas C

TEMA kelas C menentukan persyaratan desain dan pabriksi untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* yang ada di lingkungan layanan komersial dan industri proses umum dengan tekanan dan temperatur sedang serta fluida yang relatif tidak korosif. Peralatan yang dibuat sesuai dengan kelas C persyaratan di rancang untuk nilai ekonomi yang maksimum.

c. Kelompok kelas B

TEMA kelas B menentukan persyaratan desain dan pabriksi untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* yang ada di dalam proses industri kimia dimana banyak terdapat proses kimia, zat yang korosif atau fluida dengan suhu yang tinggi dan menggunakan *alloy material construction*. Kelas B mirip dengan kelas R sehubungan dengan persyaratan desain, tetapi lebih mendekati kelas C sehubungan dengan ketebalan minimum dan *corrosion allowance*.

Klasifikasi alat penukar panas berdasarkan fungsinya dalam proses, dapat dibedakan antara lain menjadi :

- a. *Heat Exchanger* adalah alat penukar panas dengan memanfaatkan suhu fluida untuk memanaskan fluida yang lain atau mendinginkan fluida panas dan memanaskan fluida dingin.

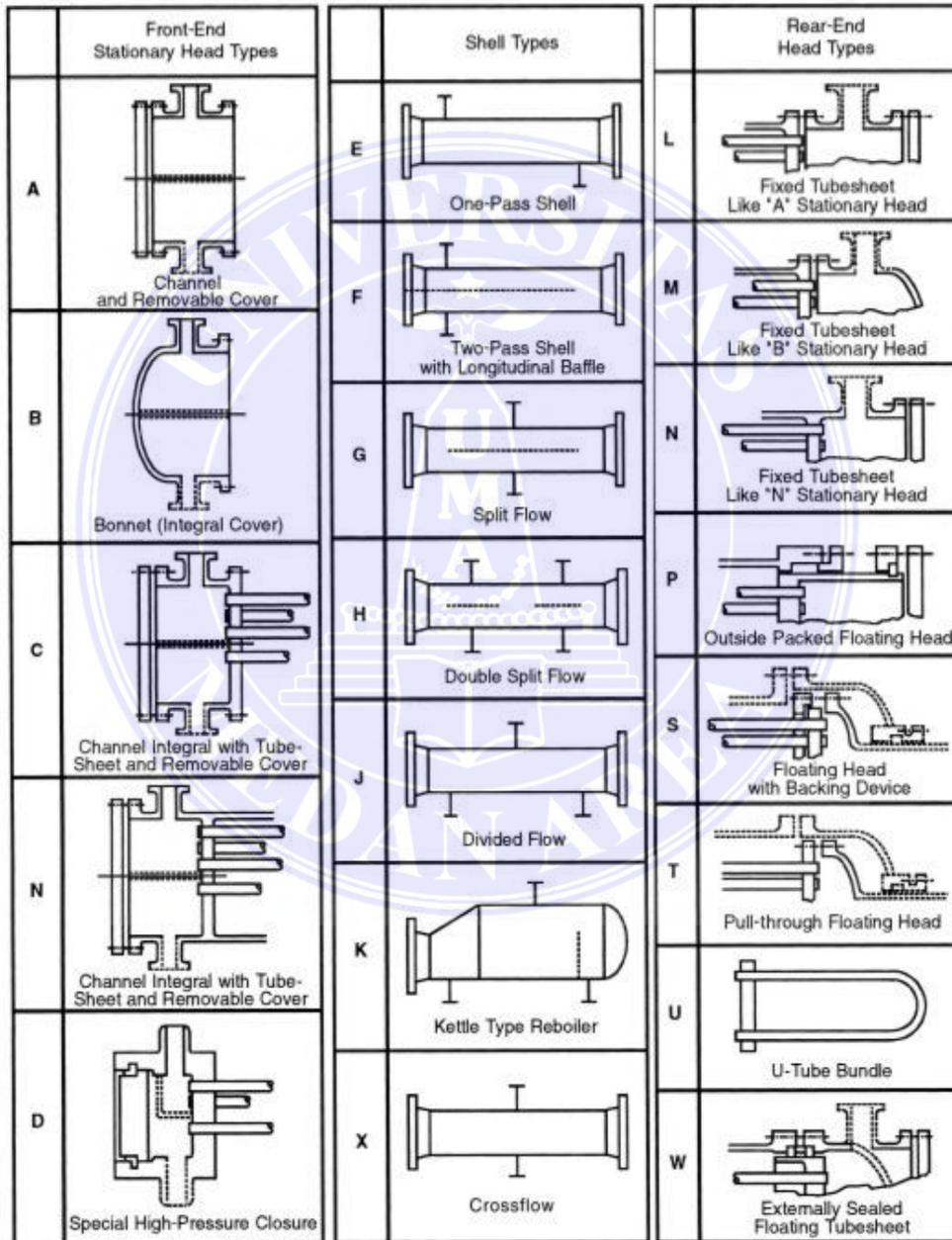
- b. *Cooler* adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk mendinginkan suhu cairan atau gas dengan air sebagai media pendingin dan tanpa ada perubahan fase.
- c. *Condenser* berfungsi untuk mendinginkan atau mengembunkan uap atau campuran uap menjadi cair. Media pendingin yang digunakan adalah air.
- d. *Heater* adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk memanaskan fluida proses. Media pemanas yang digunakan adalah steam atau fluida panas lain.
- e. *Evaporator* adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk mengubah uap cairan menjadi uap pekat. Media yang digunakan adalah udara
- f. *Chiller* adalah alat penukar panas yang berfungsi mendinginkan fluida pada temperatur sangat rendah. Media pendingin yang digunakan adalah amoniak.
- g. *Reboiler* berfungsi untuk memanaskan/mendidihkan kembali (*reboil*) dan menguapkan sebagian cairan yang diproses. Media pemanas yang digunakan pada reboiler ini adalah steam atau fluida panas yang sedang diproses itu sendiri.

2.3.1 Bagian-Bagian Alat Penukar Kalor Berdasarkan Standart TEMA

Pada gambar 2.1 TEMA membuat pembagian berdasarkan tipe dari *front end stationary head type*, *sheel type*, dan *rear end head type*, TEMA menggunakan tiga tipe, (Sudrajat, 2017) yaitu :

1. Bagian pertama, menyatakan bentuk *front end stationary head type* atau *channel*, dengan menggunakan notasi huruf : A,B,C,N dan D

2. Bagian kedua, menyatakan bentuk dari *shell type* atau tabung, dengan menggunakan notasi huruf :E,F,G,H,J,K dan X
3. Bagian ketiga, menggunakan bentuk dari *rear end head type* atau bagian belakang, dengan menggunakan notasi huruf : L, M, N, P, S, T, U dan W.



Gambar 2.1. Bagian-bagian alat penukar kalor berdasarkan standart TEMA

2.3.2 Jumlah Pass Atau Lintasan Pada Alat Penukar Kalor

Yang dimaksud dengan pass dalam alat penukar kalor ialah, lintasan yang dilakukan oleh fluida didalam *shell* atau dalam *tube*. Dikenal 2 jenis lintasan alat penukar kalor yaitu :

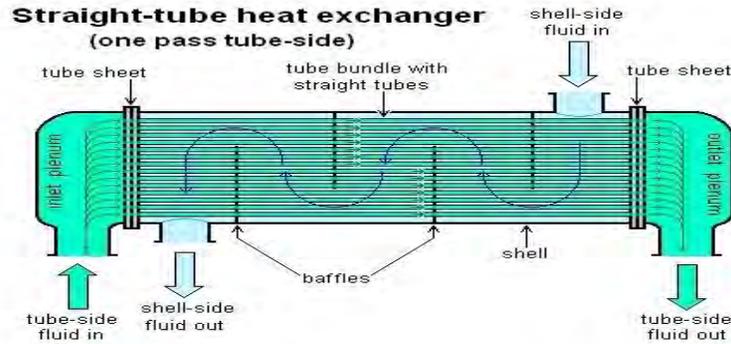
1. *Shell pass* atau lintasan *shell*
2. *Tube pass* atau lintasan *tube*

Yang dimaksud dengan *pass shell* ialah lintasan yang dilakukan oleh fluida sejak masuk mulai saluran masuk (*inlet nozzle*), melewati bagian dalam *shell* dan mengelilingi *tube*, keluar dari saluran buang (*outlet nozzle*). Apabila lintasan itu dilakukan satu kali maka disebut satu *pass shell*, kalau terjadi dua kali atau n kali melintas bagian dalam serta melewati *tube*, disebut dua atau n *pass shell*.

Untuk fluida di dalam *tube*, jika fluida masuk ke dalam penukar kalor melalui salah satu ujung (*front head*) lalu mengalir ke dalam *tube* dan langsung keluar dari ujung tube yang lain melalui *rear head*, maka disebut dengan satu *pass tube*. Apabila fluida ini berbelok lagi masuk ke dalam *tube*, sehingga terjadi dua kali lintasan fluida dalam tube maka disebut dua *pass tube*. Biasanya *pass shell* itu lebih sedikit daripada *pass tube*. Pada bagian lain dibahas lebih luas tentang *pass* pada penukar kalor, antara lain 1-1 *pass*, 1-2 *pass*, dan 2-4 *pass*.

- a. Alat penukar kalor 1-1 *pass*

Yang dimaksud dengan alat penukar kalor (APK) 1-1 *pass* itu adalah aliranfluida yang berada dalam *shell* 1 *pass* dan aliran fluida yang mengalir dalam tube 1 *pass* juga. Secara sederhana konstruksinya nampak pada gambar 2.2.

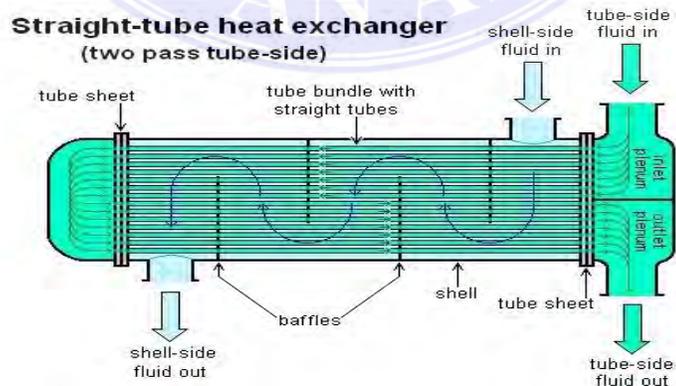


Gambar 2.2. Alat penukar kalor 1-1 pass

Pada gambar 2.2, aliran fluida sebelah *shell* akan berbelok-belok mengikuti sekat-sekat yang ada. Jumlah sekat yang dipasang itu akan mempengaruhi perpindahan panasnya. Tidak ada satu ketentuan mengharuskan fluida panas selalu disalurkan kedalam *tube* atau sebaliknya.

b. Alat Penukar kalor dengan 1-2 pass

Yang dimaksud dengan alat penukar kalor 1-2 pass yaitu aliran didalam *shell* 1 pass dan aliran fluida pada sisi *tube* ada 2 pass. Untuk memperoleh aliran 2 pass pada sisi *tube*, dipergunakan *Floating head*. Pada gambar 2.3 diperlihatkan sebelah *shell* dengan mempergunakan sekat (*baffle*).

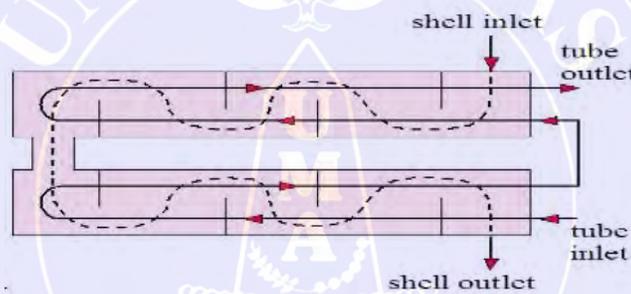


Gambar 2.3. Alat penukar kalor 1-2 pass

Pada gambar 2.2, aliran fluida sebelah *shell* akan berbelok-belok mengikuti sekat-sekat yang ada. Jumlah sekat yang dipasang itu akan mempengaruhi perpindahan panasnya. Tidak ada satu ketentuan mengharuskan fluida panas selalu disalurkan kedalam *tube* atau sebaliknya.

c. Alat Penukar kalor 2 – 4 pass

Yang dimaksud Alat Penukar Kalor 2-4 pass yaitu aliran didalam *shell* dua pass dan aliran fluida pada sisi *tube* ada empat pass. Pada gambar 2.4 diperlihatkan distribusi temperatur panjang (luas) *tube* APK dengan 2-4 pass.



Gambar 2.4 alat penukar kalor 2-4 pass

Pada alat penukar kalor multipass ini terdapat pengurangan luas penampang lintasan aliran, sedangkan kecepatan aliran fluida semakin bertambah besar dan sedangkan perpindahan panasnya semakin meningkat. Kekurangan Alat Penukar Kalor multipass ini antara lain ialah :

1. Konstruksi semakin komplek.
2. Kerugian gesekan besar, sebab semakin banyak pass dari aliran pada sisi sebelah tube, akan semakin besar pula kerugian akibat aliran masuk dan keluar tube (*exit and entrance losses*).

Sebagai perbandingan suatu alat penukar kalor dengan jumlah tube sama, diameter tube sama beroperasi dengan jenis fluida yang sama, maka untuk alat penukar kalor dengan empat pass akan terdapat kecepatan rata-rata dalam *tube* mendekati empat kali kecepatan aliran dari satu pass penukar kalor, atau secara eksak adalah $4^{0,8} = 3,03$ kali dari penukar kalor dengan satu pass. Besarnya kerugian gesekan yang terjadi adalah $42,8 = 48,5$ kali lebih besar daripada kerugian gesekan pada aliran dengan satu pass. Kerugian ini sudah termasuk akibat dari ekspansi dan kontraksi aliran melalui pipa.

2.4. Klasifikasi Heat Exchanger Tipe *Shell and Tube*

Alat penukar kalor (APK) jenis *shell and tube* merupakan APK yang paling banyak dipergunakan pada banyak instalasi industri, dibandingkan dengan alat penukar kalor lainnya, berkat kesederhanaan konstruksinya serta keandalannya untuk dapat beroperasi dengan beberapa jenis fluida kerja. pada banyak instalasi industri, seperti pada instalasi pembangkit daya, instalasi mesin pengkondisian udara, instalasi pemrosesan gas, peralatan tersebut merupakan komponen yang sangat vital, karena tanpa adanya alat tersebut beragam proses industri tidak akan dapat berlangsung. Alat tersebut dapat berfungsi sebagai pemanas, pendingin, pengembun penguap beragam fluida, (Soekardi, 2019).

Meningkatnya biaya operasi pada suatu industri, dimana salah satu penyebabnya ialah kebutuhan akan energi yang akan meningkat, sehingga perusahaan industri dan manufaktur di dunia telah mengembangkan jenis-jenis alat penukar panas, namun untuk jenis *shell and tube*, ternyata lebih banyak dipergunakan di

bandingkan dengan jenis lainnya. Beberapa keuntungan yang diperoleh dari jenis penukar panas *shell and tube* adalah :

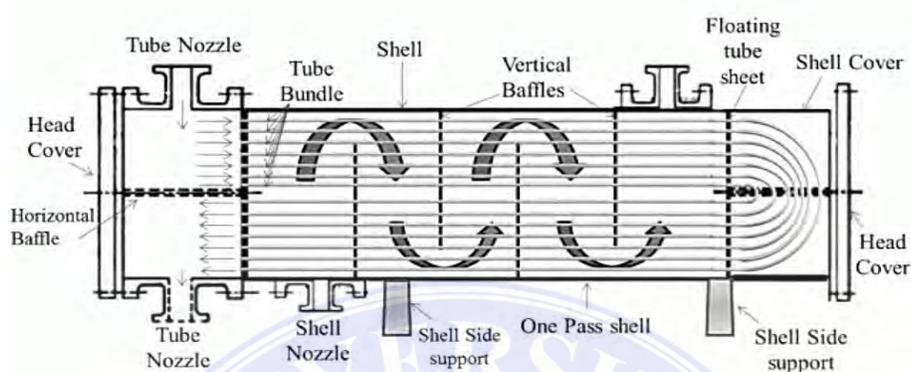
- a. Memberikan luas permukaan perpindahan panas yang besar dengan bentuk atau volume yang kecil.
- b. Cukup baik untuk operasi bertekanan
- c. Dibuat dengan berbagai jenis material, sesuai dengan fluida yang mengalir didalamnya, suhu dan tekanan operasi
- d. Mudah dibersihkan
- e. Konstruksinya sederhana dan pemakaian ruangan yang relatif kecil
- f. Prosedur pengoperasiaanya sangat mudah dimengerti oleh operator.
- g. Konstruksinya merupakan suatu kesatuan yang utuh, sehingga pengangkutannya relatif mudah.

Gambar 2.5 dibawah ini adalah Alat Penukar Kalor jenis *shell and tube* yang digunakan dalam Penelitian Tugas akhir ini.



Gambar 2.5 Alat penukar kalor jenis *shell and tube*

Gambar 2.6 di bawah ini adalah merupakan ilustrasi dari *Heat exchanger shell and tube* sistem 1-2 pass.



Gambar 2.6 *Heat exchanger shell and tube* tipe 1-2 pass.

Penelitian Alat Penukar Kalor jenis *shell and tube* ini menggunakan alat penukar kalor 1-2 laluan, Alat penukar kalor 1-2 pass (laluan) adalah aliran fluida yang berada dalam *shell* 1 laluan dan aliran fluida yang mengalir dalam *tube* 2 laluan. Gambar 2.7 dibawah ini adalah contoh laluan arah aliran fluida yang berlawanan berada dalam *shell* 1 laluan dan aliran fluida yang mengalir dalam *tube* 2 laluan.



Gambar 2.7 laluan Arah Aliran Berlawanan 1-2 pass



UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Document Accepted 11/4/19

Access From (repository.uma.ac.id)

partition yang berfungsi untuk membagi aliran. Sedangkan *channel cover* adalah penutup dari *channel*.

3. *Nozzle*

Nozel berfungsi untuk koneksi aliran masuk dan aliran keluar pada *shell* dan *tube*, nozel pada *shell* disebut *shell nozzle* dan nozel pada *tube* disebut *channel tube*.

4. Gasket

Gasket berfungsi sebagai perekat antara dua sambungan untuk menghindari terjadinya kebocoran.

5. *Tie rod and spacer*

Tie rod and spacer dipergunakan untuk mengikat sistem *baffle* menjadi satu dan tetap pada posisinya, secara umum fungsi dari *tie rod and spacer* adalah :

- a. Mempertahankan jarak antara kedua *tube sheet*
- b. Mempertahankan jarak antara *baffle plate*
- c. Menjaga dan mempertahankan sambungan *tube*, agar tidak mengalami perubahan bentuk sewaktu diadakan pengangkatan atau pengeluaran *tube* atau perbaikan.

6. *Tube*

Tube adalah pipa yang digunakan dalam dunia teknik, seperti pengolahan bahan kimia, pabrik kelapa sawit, pembangkit listrik dan lainnya. Beberapa jenis *tube* yang sering ditentukan yaitu : *boilers tube* (pipa-pipa ketel), *super heater tubes* (pipa-pipa pemanas lanjut), *furnance tubes* (pipa-pipa dapur), *drilling tubes* (pipa-pipa bor), *copper tubes* (pipa-pipa tembaga). Untuk membedakan *tube* dengan pipa terutama dari diameter dan tebalnya.

Tube dapat dikatakan sebagai urat nadi alat penukar kalor, didalam dan diluar *tube* mengalir fluida. Kedua jenis fluida ini memiliki kapasitas, temperatur, tekanan, densitas, serta jenis yang berbeda. *Tube* diikat pada *tube sheet* ini bertujuan untuk mencegah kebocoran fluida. *Tube* juga bertopang pada *baffle* untuk menahan getaran yang terjadi. *Tube* harus mampu memindahkan panas diantara fluida didalam *tube* dengan fluida diluar *tube*. Beberapa persyaratan yang harus dipenuhi dalam pemilihan *tube* :

- a. Kemampuan memindahkan panas yang tinggi
- b. Daya tahan terhadap panas
- c. Daya tahan terhadap erosi
- d. Mempunyai sifat plastis yang baik
- e. Daya tahan terhadap korosi
- f. Mampu untuk dibentuk dengan proses dingin dan panas

7. *baffle plat*

Baffle plat berfungsi sebagai penyangga tube menjaga jarak antara masing-masing tube, menahan fibrasi yang ditimbulkan oleh tekanan dan suhu fluida, disamping itu pengaturan arah aliran fluida pada *sheel side*. Adapun beberapa macam *baffle plat* yang digunakan, diantaranya adalah *single segmental baffle*, *disc and doughnuts baffle*, *double segment baffle*, dan *longitudinal baffle*.

2.5. Jenis Aliran Fluida pada Heat Exchanger Shell and Tube

Jenis aliran fluida pada alat penukar panas dapat dibagi menjadi alat penukar panas dengan aliran sejajar (*parallel flow*), alat penukar panas dengan aliran

berlawanan (*counter flow*), alat penukar panas dengan aliran silang tunggal (*single cross flow*), alat penukar panas dengan aliran silang banyak laluan (*multipass cross flow*). Adapun jenis aliran alat penukar panas pada penelitian ini adalah aliran berlawanan (*counter flow*).

Tipe *counter flow* dapat memberikan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan tipe *parallel flow*, selain itu jumlah pass juga berpengaruh terhadap efektivitas alat penukar panas, semakin banyak pass semakin baik efektivitasnya. Adapun dua jenis lintasan (pass) pada alat penukar panas, yaitu :

- a. *Shell pass* atau lintasan *shell*
- b. *Tube pass* atau lintasan *tube*

2.6. Mengetahui Besar Kalor Yang Akan Dilepas Fluida Panas Kepada Fluida Dingin (Q)

Pada perencanaan alat penukar kalor ialah masalah yang sering dijumpai adalah masalah perpindahan panas. Anggap mula-mula bahwa oleh fluida panas ke fluida dingin terjadi dengan sempurna. Misalkan panas yang dilepaskan besarnya Q persatuan waktu, maka panas itu diterima oleh fluida yang dingin sebesar Q pula.

Kemampuan untuk menerima panas itu dipengaruhi 3 hal yaitu :

1. Koefisien perpindahan panas keseluruhan (*the overall heat transfer coefficient*), dinyatakan dengan U
2. Luas perpindahan panas dinyatakan dengan A
3. Selisih temperatur rata-rata (*mean temperature difference, the driving temperature force*) dinyatakan dengan ΔT_{lm}

jadi bisa kita ketahui persamaan untuk mengetahui berapa besar kalor yang akan dilepas fluida panas ke fluida dingin, berikut persamaan 2.4

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \dots\dots\dots(2.4)$$

Keterangan :

- Q = besar panas yang akan dilepaskan (°C)
- U = koefisien perpindahan menyeluruh (w/m².°C)
- A = luas perpindahan panas menyeluruh (m²)
- ΔT_{LM} = selisih temperatur rata-rata (°C)

2.7. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*)

Perhitungan perpindahan panas menyeluruh dihitung menggunakan persamaan 2.5 :

$$U = \left[\frac{d_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{d_o \ln(d_o / d_i)}{2K_{tube}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \dots\dots\dots(2.5)$$

Keterangan :

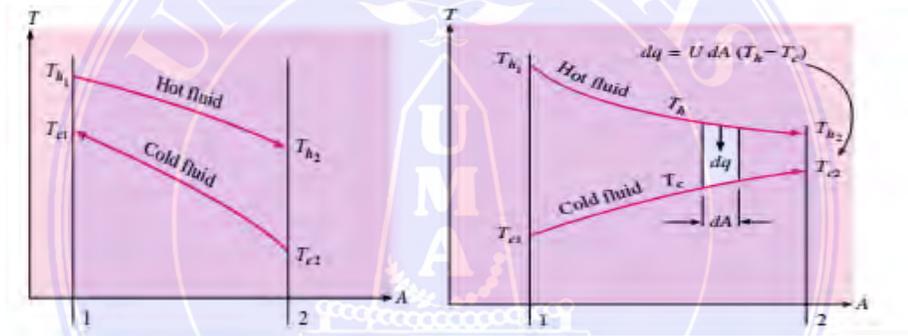
- U = koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m². °C)
- h_{ot} = koefisien perpindahan panas luar *tube* (W/m².°C)
- h_{it} = koefisien perpindahan panas di dalam *tube* (W/m².°C)
- d_o = diameter luar *tube* (m)
- d_i = diameter dalam *tube* (m)
- K_{tube} = koefisien konveksi tube

2.7.1 Beda temperatur rata-rata Logaritma (ΔT_{LM})

Sebelum menentukan luas permukaan perpindahan kalor (A), maka terlebih dahulu ditentukan nilai dari ΔT_{lm} . Dihitung berdasarkan selisih temperatur dari fluida yang masuk dan keluar alat penukar kalor.

Selisih temperatur rata-rata logaritma (*logarithmic mean overall temperature difference – LMTD*) atau ΔT_{lm} dapat dihitung dengan persamaan 2.6

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \dots\dots\dots(2.6)$$



Gambar 2.9 profil temperatur

Dimana untuk kasus aliran searah dan berlawanan ΔT_a dan ΔT_b tidak sama besarnya yaitu :

Untuk aliran berlawanan

$$\Delta T_a = T_{hi} - T_{co} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$\Delta T_b = T_{ho} - T_{ci} \dots\dots\dots(2.8)$$

Menghitung luas permukaan perpindahan kalor menyeluruh (A) dapat dihitung dengan persamaan 2.9

$$A = \pi \cdot N_t \cdot L \cdot d_i \dots \dots \dots (2.9)$$

Keterangan :

A = luas perpindahan kalor total (m²)

L = panjang *tube* (m)

d_i = diameter dalam *tube* (mm)

N_t = Jumlah tube

Spesifikasi bilangan Reynolds :

- a. Untuk kategori bilangan reynold aliran laminer dibawah (< 2.300)
- b. Untuk kategori bilangan reynold aliran transisi (2.300 ≤ 10.000)
- c. Untuk kategori bilangan reynold aliran turbulen (> 10.000)

2.7.2 Perhitungan Awal Perpindahan panas

Untuk mendapatkan temperatur rata-rata uap ekstraksi dan air kondensat maka temperatur yang akan keluar adalah :

- a. Fluida panas (Uap ekstraksi)

Maka temperatur rata-rata Uap (T_h)

$$T_h = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \dots \dots \dots (2.10)$$

Keterangan :

T_h = Temperatur uap rata-rata (°C)

T_{hi} = Temperatur uap masuk (°C)

T_{ho} = Temperatur uap keluar (°C)

b. Fluida dingin (air kondensat)

Maka temperatur rata-rata Air (T_c)

$$T_c = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \dots\dots\dots (2.11)$$

Keterangan:

T_c = Temperatur air rata-rata ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ci} = Temperatur air masuk ($^{\circ}\text{C}$)

T_{co} = Temperatur air keluar ($^{\circ}\text{C}$)

2.7.3 Koefisien Perpindahan panas di bagian *shell*

Mencari koefisien perpindahan panas di bagian *shell* dengan menghitung koefisien pada dinding luar tabung yang terjadi sebagian dari uap air mengembun menjadi kondensat. Perhitungan dapat dilakukan dengan persamaan-persamaan sebagai berikut :

Luas daerah aliran dari *shell* dapat diperoleh :

$$a_s = \frac{D_i \cdot C' \cdot B}{P_t} \dots\dots\dots (2.12)$$

keterangan :

a_s = Luas daerah Aliran pada *shell* (m)

D_i = Diameter dalam *Shell* (m)

C' = Jarak antara *tube* (mm)

B = jarak antara *Baffle Plate* (mm)

P_t = jarak antara titik pusat *tube* (mm)

Kecepatan aliran massa pada *shell* :

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \dots\dots\dots (2.13)$$

G_s = kecepatan aliran massa melalui *shell* (N/m².s)

\dot{m} = laju aliran massa pada *shell* (N/s)

Untuk mencari Diameter Ekivalen (D_e) dapat menggunakan rumus yang disesuaikan oleh susunan *tube* (tabung) berbentuk *square* (kubus). Rumus yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$D_e = \frac{4 \left(P t^2 - \pi \frac{d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \dots\dots\dots (2.15)$$

Keterangan :

D_e = Diameter Ekivalen pada *shell* (m)

Pt = jarak antara titik pusat *Tube*

d_o = Diameter luar *tube* (m)

jenis aliran *Shell* dapat ditentukan dari bilangan Reynold (R_e) :

$$R_e = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \dots\dots\dots (2.14)$$

Keterangan:

R_e = Bilangan Reynold

D_e = diameter ekuivalen pada *shell* (m)

G_s = kecepatan aliran masa melalui *shell* (N/m².s)

μ = viskositas uap (kg/m.s)

Mencari nilai Faktor perpindahan panas (JH) dengan menggunakan Rumus :

$$JH = 0,5 \left(\frac{1+B}{D_s} \right) (0,08 Re^{0,6821} + 0,7 Re^{0,1772}) \dots\dots\dots (2.16)$$

Keterangan :

JH = Faktor perpindahan panas

B = Jarak antara baffle (mm)

D_s = diameter *shell* (mm)

Re = bilangan reynold

Untuk mencari koefisien perpindahan panas pada *shell* maka rumus yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$h_o = JH \frac{K_s}{De} (Pr_s)^{1/3} \dots\dots\dots (2.17)$$

keterangan :

h_o = koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/m².°C)

JH = Faktor perpindahan panas pada

D_e = Diameter ekivalen pada *shell* (m)

k_s = konduktifitas termal pada *shell* (W/m.C)

Pr_s = bilangan prandtl pada *shell* (kg/m³)

Faktor gesekan pada sisi *shell*, Rumus untuk mencari faktor gesekan (f) diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \dots\dots\dots (2.18)$$

keterangan :

f = Faktor gesekan

Re = Bilangan Reynold

2.7.4 Koefisien Perpindahan Panas di bagian tabung (*Tube*)

Menghitung koefisien perpindahan panas pada bagian tabung (*tube*), terlebih dahulu ditentukan diameter tabung dan sifat-sifat fluida kerjanya. Untuk menghitungnya dapat dilakukan dengan persamaan-persamaan berikut :

Untuk mencari Luas daerah aliran dari *tube* dapat diperoleh rumus sebagai berikut:

$$a_t = \pi.L.D_i.N_t \dots\dots\dots (2.19)$$

keterangan :

a_t = Luas daerah aliran *tube* (mm)

n_t = jumlah *tube*

L = Panjang *tube* (mm)

D_i = diameter dalam *tube* (mm)

untuk mencari kecepatan aliran massa pada *tube* menggunakan rumus sebagai berikut:

$$G_t = \frac{\dot{m} \left(\frac{N_p}{N_t} \right)}{\pi \cdot \frac{D_i}{4}} \dots\dots\dots (2.20)$$

Keterangan:

G_t = kecepatan aliran massa pada *tube* (N/m².s)

\dot{m}_t = laju aliran massa *tube* (N/s)

N_p = jumlah pass

N_t = jumlah *tube*

D_i = diameter dalam tube (mm)

jenis aliran *tube* dapat ditentukan dari bilangan Reynold (Re) :

$$Re_t = \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} \dots\dots\dots (2.21)$$

keterangan :

Re = bilangan reynold

G_t = kecepatan aliran massa ($N/m^2 \cdot s$)

D_i = diameter dalam *tube* (mm)

μ = viskositas air ($kg/m \cdot s$)

Faktor gesekan pada *tube*, Rumus untuk mencari faktor gesekan (f) diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \dots\dots\dots (2.22)$$

keterangan :

f = Faktor gesekan

Re = Bilangan Reynold

Billangan Nusselt untuk aliran dalam sisi *tube* dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

Untuk aliran turbulen pada *tube*

$$N_{ud} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \dots\dots\dots (2.23)$$

Keterangan :

N_{ud} = bilangan Nusselt (m)

Re = bilangan reynold

Pr = bilangan prandtl

Untuk mencari koefisien perpindahan panas pada *tube* maka rumus yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$h_i = Nu \frac{K_t}{D_i} \dots\dots\dots (2.24)$$

keterangan :

h_i = koefisien perpindahan panas pada *tube* ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

D_i = Diameter dalam *tube* (m)

K_t = konduktivitas termal pada *tube* (W/m^2)

Nu = Bilangan Nusselt (m)

Menentukan kecepatan air di dalam tabung dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$V = \frac{\dot{m}(N_p/N_t)}{\rho \cdot \pi \cdot D_i^2} \dots\dots\dots (2.25)$$

keterangan :

V = kecepatan fluida di dalam tabung (m/s)

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

ρ = massa jenis fluida

n_p = jumlah pass

n_t = jumlah *tube*

D_i = diameter dalam *tube* (mm)

2.8. Jumlah panas yang diserap (Q)

Suhu keluar fluida panas (uap)= T_{ho} dan suhu fluida dingin (air kondensat)

= T_{co} dapat di hitung dengan persamaan *Azas Black*, dimana panas yang diterima sama dengan panas yang diserap.

Besarnya panas yang diserap fluida dingin (air)

$$Q_c = \dot{m} \cdot C_{pc} \cdot (T_{co} - T_{ci}) \dots \dots \dots (2.26)$$

Keterangan :

Q_c = panas yang diserap air

C_{pc} = panas spesifik air (J/kg)

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

T_{co} = Temperatur air keluar (°C)

T_{ci} = Temperatur air masuk (°C)

Besarnya panas yang dilepaskan fluida panas (uap)

$$Q_h = \dot{m} \cdot C_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \dots \dots \dots (2.27)$$

Keterangan :

Q_h = panas yang dilepas uap

C_{ph} = panas spesifik uap (J/kg)

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

T_{hi} = Temperatur uap masuk (°C)

T_{ho} = Temperatur uap keluar (°C)

2.9. Penurunan Tekanan

Penurunan tekanan pada pemanas air umpan ketel biasanya terjadi karena gesekan aliran pada *tube* yang dipakai. Perhitungan penurunan tekanan ini sangat penting dalam perencanaan pompa kondensat dan pompa umpan ketel, untuk itu perlu

dicari penurunan tekanan. Adapun rumus untuk mencari penurunan tekanan adalah sebagai berikut :

2.9.1 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) Pada Sisi *shell*

Besarnya penurunan tekanan pada sisi *shell* bergantung pada berapa kali fluida didalam *shell* melewati *tube* diantara *baffle*. Jumlah sekat yang dipasang adalah (N), maka jumlah berapa kali fluida akan melewati *tube* adalah (N+1). Jika dihubungkan dengan panjang *tube* dapat dihitung :

$$N+1 = \frac{2.L}{B} \dots\dots\dots (2.28)$$

Keterangan:

L = panjang *tube* (m)

B = jarak *baffle* (m)

Maka untuk menghitung penurunan tekanan pada sisi *shell* yang diakibatkan gesekan pada fluida, dengan menggunakan persamaan:

$$\Delta p = \frac{f.(G_s)^2 .D_i .(N+1)}{2000 .D_e .S_{gs} .\phi} \dots\dots\dots (2.29)$$

Keterangan :

Δp = Pressure drop (Pa)

f = faktor gesekan sisi *shell*

G_s = kecepatan aliran massa melalui *shell* (kg/s.m²)

D_i = diameter dalam *shell* (m)

N = jumlah *baffle*

D_e = diameter ekivalen dari *shell* (m)

SG_s = *spesifik gravity* uap

ϕ = rasio viskositas uap $(\mu/\mu_\omega)^{0.14}$

2.9.2 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) Pada Sisi *tube*

Besarnya penurunan tekanan pada sisi *tube* yang diakibatkan gesekan pada fluida dapat dihitung dengan menggunakan persamaan.

$$\Delta p = \frac{f \cdot N_p \cdot L \cdot G^2}{2000 \cdot D_i \cdot SG_t \cdot \phi} \dots\dots\dots (2.30)$$

Keterangan :

Δp = pressure drop (pa)

f = faktor gesekan sisi *tube*

G = kecepatan aliran massa melalui *tube* (kg/s.m²)

L = panjang *tube* (m)

n_p = jumlah pass

SG_t = *spesifik gravity* dari air

ϕ = rasio viskositas dari air $(\mu/\mu_\omega)^{0.14}$

2.10. Efektifitas Alat Penukar Kalor (APK)

Pendekatan ΔT_{lm} dalam analisa penukar kalor berguna bila temperatur masuk dan keluar dari fluida diketahui. Bila harus menentukan masuk dan keluar, analisa kita akan melibatkan prosedur iterasi, karena ΔT_{lm} itu merupakan suatu fungsi logaritma. Dalam hal demikian, analisa akan lebih mudah dilakukan dengan menggunakan metode efektifitas alat penukar kalor (APK). Metode ini mempunyai

beberapa keuntungan untuk analisis soal-soal dimana kita harus membandingkan jenis alat penukar kalor yang terbaik untuk digunakan.

Parameter dari rumus untuk mencari efektivitas dari penukar kalor adalah disesuaikan dari jenis penukar kalornya sendiri, penukar kalor yang diteliti dan diambil datanya pada penelitian tugas akhir ini adalah jenis *shell and tube*. Berikut rumus untuk mencari efektivitas penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dengan jenis *shell and tube* dapat didefinisikan dari persamaan-persamaan sebagai berikut:

$$\epsilon = 2 \left(1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp(-N(1 + C^2)^{1/2})}{1 - \exp(-N(1 + C^2)^{1/2})} \right)^{-1} \quad (2.31)$$

$$N = NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.32)$$

Keterangan :

U = perpindahan panas menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = luas perpindahan panas menyeluruh (m^2)

Untuk menentukan hasil fluida minimum dan maksimum didapatkan dari persamaan :

$$C_{\min} = \dot{m}_{uap} \cdot C_{p_{uap}} \dots \dots \dots (2.33)$$

keterangan :

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

$C_{p_{uap}}$ = panas spesifik uap (kj/kg)

$$C_{\max} = \dot{m}_{air} \cdot C_{p_{air}} \dots \dots \dots (2.34)$$

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

$C_{p_{air}}$ = panas spesifik air (kj/kg)

Dimana fluida minimum berupa media yang memberi panas (uap) sedangkan fluida maksimum adalah media yang menyerap panas (air).

$$C = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \dots\dots\dots(2.35)$$



BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. Lokasi dan Waktu Penelitian

Pelaksanaan penelitian Tugas akhir berlokasi di PT.Indonesia Power UJP PLTU Sektor pembangkit Sumatera Utara Jl.Tanjung pasir, pangkalan Susu-Sumatera Utara. Gambar 3.1 dibawah ini merupakan gambar PLTU Pangkalan susu.



Gambar 3.1 PT Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu

Waktu penelitian tugas akhir di mulai dari persetujuan judul skripsi dari ketua program studi Teknik Mesin Universitas Medan Area, pengambilan data, pengolahan data, analisa data, hingga penyusunan skripsi dinyatakan selesai oleh komisi pembimbing.

Tabel 3.1 Jadwal penelitian

No	Kegiatan	Waktu						
		Maret 2019	April 2019	Mei 2019	Juni 2019	Juli 2019	Agustus 2019	September 2019
1	Penyusunan Proposal Skripsi	■						
2	Seminar Proposal		■					
3	Pengambilan Data			■				
4	Analisis Data				■	■	■	
5	Sidang							
6	Skripsi							

3.2. Alat dan Bahan Penelitian

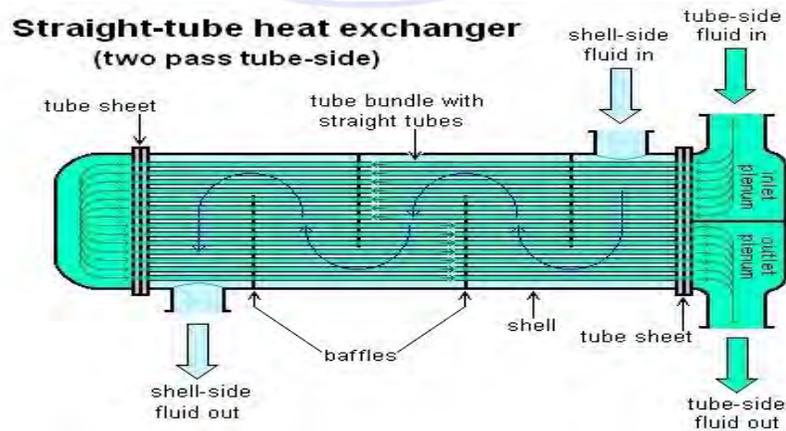
a. Alat

Alat-alat yang digunakan dalam pengambilan data terdiri dari :

1. Heat exchanger tipe shell and tube 1-2 pass

Gambar 3.2 Heat exchanger adalah suatu peralatan yang memanfaatkan energi panas dari fluida yang bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida yang bersuhu lebih rendah atau sebaliknya. Alat ini merupakan objek utama penelitian ini.

Gambar 3.2. Heat exchanger tipe shell and tube 1-2 pass



2. Digital Infrared Thermometer

Gambar 3.3 merupakan *Digital Infrared Thermometer*, digunakan secara manual untuk mengukur temperatur fluida air di titik masuk dan titik keluar dilokasi *heat pressure heater* terpasang. Hal ini dilakukan apabila akan membandingkan hasil pengukuran dilokasi *heat pressure heater* terpasang dengan hasil pembacaan pada panel diruang *control room*. *Digital Infrared Thermometer* ini dapat memberikan hasil pengukuran yang akurat dan cepat pada objek yang diukur dari jarak jauh maupun berada di lingkungan yang bahaya tanpa harus bersentuhan langsung.

Digital Infrared Thermometer merupakan sebuah alat pengukuran yang memiliki kemampuan untuk mendeteksi temperatur atau suhu secara optikal (selama objek diamati), menggunakan metode pengukuran radiasi energi sinar infra merah, untuk kemudian digambarkan dalam bentuk suhu.

Tabel 3.2 Spesifikasi *Digital Infrared Thermometer*

No	Parameter	Nilai
1	Temperature range	50 - 700°C (58-1292°F)
2	Accuracy	± 1.5% or 1.5°C
3	Distance Spot Ratio	12:01
4	Emissivity	0.1 – 1.00 (disesuiakan)
5	Resolution	0.1°C



Gambar 3.2. *Digital Infrared Thermometer*

b. Bahan

Bahan yang menjadi objek pada penelitian ini terdiri dari :

1. Air yang berasal dari laut yang sudah melewati proses *heat treatment* terlebih dahulu.
2. Uap ekstraksi yang berasal dari Turbin

3.3. Proses Penelitian

a. Observasi

Observasi merupakan proses pertama yang dilakukan pada penelitian ini karena penelitian ini termasuk ragam penelitian empiris dimana terdapat studi kasus dan studi lapangan. Observasi penelitian ini dilakukan di PT Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu. Dengan objek observasi sistem kerja *Heat exchanger* tipe *Shell and tube* 1-2 pass yang merupakan salah satu komponen pemanas air pengisi

untuk ketel (boiler), dengan menggunakan air dari laut yang sudah melewati proses *heat treatment* terlebih dahulu.

b. Studi Literatur

Teori serta konsep penelitian yang dikembangkan dan berkaitan dengan masalah yang dihadapi dilapangan sebagai dasar menuju tahapan selanjutnya. Dalam hal ini, studi literatur dilakukan dengan mempelajari teori-teori yang akan digunakan untuk mencapai tujuan penelitian yang hendak dicapai. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber antara lain bahan teori dasar di PT.Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu, beberapa jurnal dan buku yang sesuai dengan topik judul tugas akhir ini.

c. Pengumpulan Data

Pengumpulan data merupakan prosedur yang sistematis dan standart untuk memperoleh data yang diperlukan. Metode pengumpulan data yang dilakukan adalah dengan mencatat suhu-suhu yang menjadi objek penelitian. Data-data yang diperlukan antara lain :

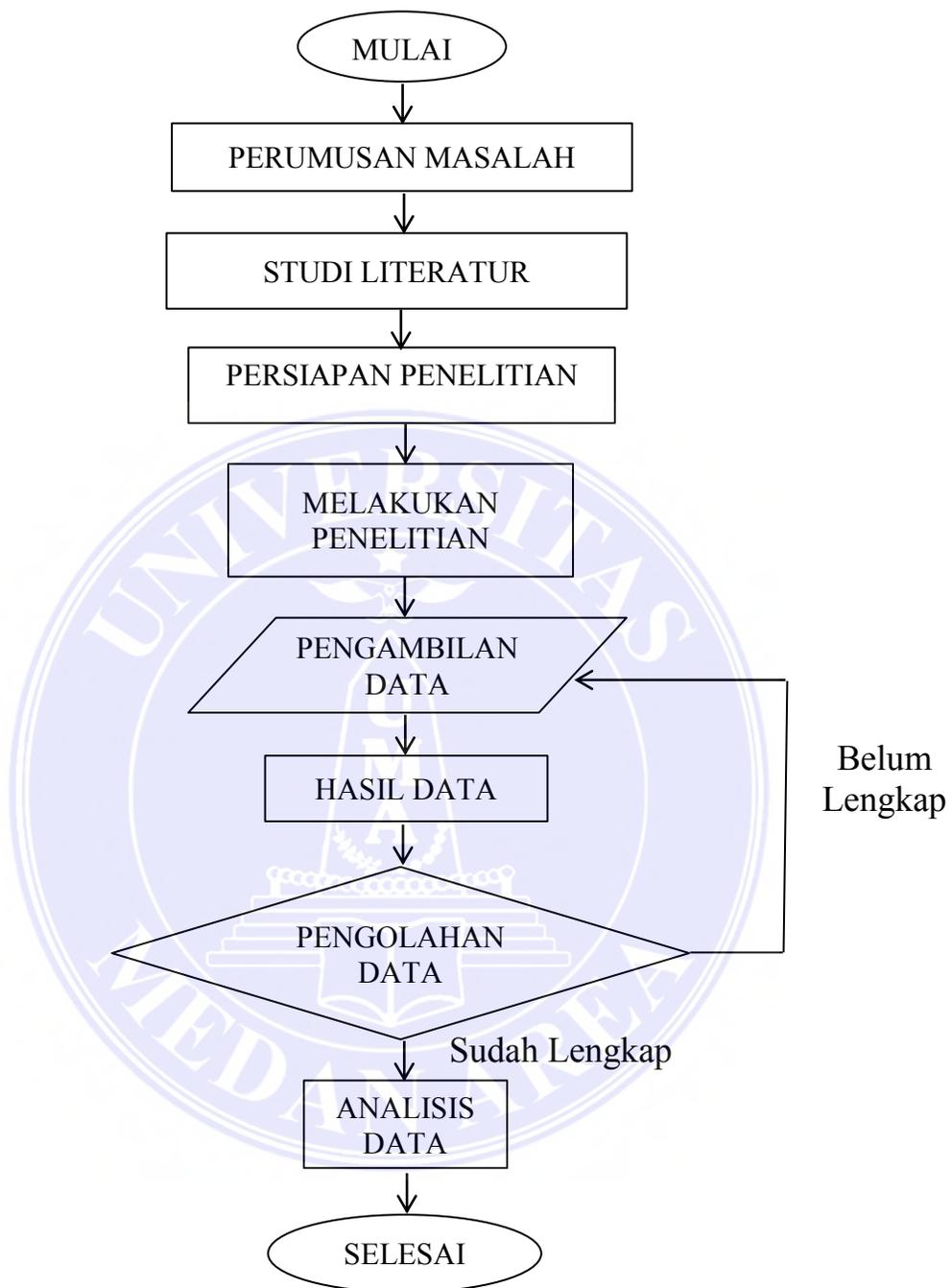
1. Menghitung laju perpindahan panas pada penukar kalor *Shell and tube* 1-2 pass
2. Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*)
3. Menghitung koefisien perpindahan panas di *shell* dan *Tube*
4. Menghitung bilangan Reynold
5. Menghitung faktor Gesekan
6. Menghitung penurunan tekanan pada *Shell* dan *tube*

7. Menghitung efektivitas alat penukar kalor *High pressure heater*

3.4. Diagram Alir

Didalam menganalisa Alat penukar kalor *shell and tube* dilakukan di PLTU Pangkalan Susu. Penulis membuat suatu konsep penganalisaan untuk mempermudah penulisan tugas akhir ini, konsep penganalisaan yang digunakan dapat dilihat dalam bentuk gambaran *flow chart* berikut :





Gambar 3.4 *Flow Chart* penelitian (Diagram Alur Proses Penelitian)

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Tinjauan Umum

Pokok pembahasan pada bab ini adalah mengenai analisa karakteristik alat penukar kalor (*Heat exchanger*). Selain itu juga akan menghitung faktor gesekan yang terjadi pada alat penukar kalor jenis *shell and tube*, alat yang penulis analisa dan di ambil datanya adalah HPH 3 (*High pressure heater 3*) pada pembangkit listrik tenaga uap Pangkalan Susu.

Komponen utama yang mempengaruhi kerja pada HPH 3 ini adalah *shell* dan *tube*, dimana fluida didalam *shell* yang mengalir adalah uap panas dan didalam *tube* fluida yang mengalir adalah air. Panas yang dilepaskan oleh fluida uap besarnya (Q) persatuan waktu, maka panas yang diterima fluida air sebesar (Q) pula.

Perubahan perpindahan panas dibatasi pada mekanisme konveksi dan konduksi, karena jenis alat penukar kalor yang digunakan adalah *shell* dan *tube* dimana fluida panas uap tidak bersentuhan langsung dengan fluida air. Air kondensat yang bersikulasi pada sistemnya akan menyerapkan panas akibat kerja dari komponen yang ada di dalam APK tersebut, sehingga temperatur air kondensat akan naik karena terjadi proses pemanasan pada alat penukar kalor dengan media pemanasnya adalah sisa uap ekstraksi dari hasil kerja turbin. Dari hasil penelitian yang penulis lakukan di PT.Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu, penulis memperoleh data-data yang

nantinya akan diperlukan untuk perhitungan-perhitungan pada penulisan Tugas Akhir ini, data-datanya adalah sebagai berikut :

1. Tipe HPH yang digunakan adalah Tipe 1-2 pass
2. Lintasan fluida pada HPH : 1-2 laluan

Tabel 4.1 Data parameter HPH 3

No	Data parameter HPH 3	Jumlah
1	Temperatur air masuk (t_{in})	139°C
2	Temperatur air keluar (t_{out})	152°C
3	Temperatur uap masuk (T_{in})	186.69°C
4	Temperatur uap keluar (T_{out})	157.49°C
5	Laju aliran massa air masuk ke <i>tube</i>	92,4 kg/s
6	laju aliran massa uap masuk ke <i>shell</i>	88,76 kg/s

Tabel 4.2 Data Klasifikasi tentang *Shell*

No	klasifikasi pada <i>shell</i>	Jumlah
1	Diameter dalam <i>shell</i>	1180 mm
2	Diameter luar <i>shell</i>	1400 mm
3	jarak antara <i>baffle</i>	457 mm
4	jumlah <i>baffle</i>	8 buah
5	fluida didalam <i>shell</i>	Uap
6	tekanan <i>shell</i>	1.6 MPa

Tabel 4.3 Data klasifikasi tentang *tube*

No	Klasifikasi pada tube	Jumlah
1	Diameter dalam <i>tube</i>	11.6 mm
2	Diameter luar <i>tube</i>	15,8 mm
3	Panjang tabung (<i>tube</i>)	5,5 m
4	Jumlah tabung (<i>tube</i>)	387 pcs
5	jarak antara tabung (<i>tube</i>)	0,00395 m
6	Jarak Pitch (pt)	22 mm
7	fluida didalam tabung (<i>tube</i>)	Air
8	Jumlah laluan (<i>pass</i>)	2
9	tekanan di tabung (<i>tube</i>)	22 MPa
10	Material tabung (<i>tube</i>)	carbon steel M05
11	susunan tabung (<i>tube</i>)	Bujur sangkar

4.2. Perhitungan Awal Perpindahan Panas

Untuk mendapatkan temperatur rata-rata uap ekstraksi di dalam *shell* adalah:

Fluida panas (uap ekstraksi)

$$\begin{aligned}
 T_h &= \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \\
 &= \frac{186,69^\circ\text{C} + 157,49^\circ\text{C}}{2} \\
 &= 172,09^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.4 sifat-sifat uap

(°C)	ρ (kg/m ³)	$\beta \times 10^3$ (1/C)	Cp (J/kg.C)	k (W/m.C)	$\alpha \times 10^4$ (N.s/m)	$\mu \times 10^6$ (N.s/m ²)	$\nu \times 10^6$ (m ² /s)	Pr	$g\beta/v^2 \times 10^{-6}$ (1/C.m ³)
100	0.5977	-	2034	0.0249	0.204	12.10	20.2	0.987	-
107	0.5863	-	2060	0.0246	0.204	12.71	21.6	1.060	-
127	0.5542	2.50	2014	0.0261	0.234	13.44	24.2	1.040	41.86
177	0.4902	2.22	1980	0.0299	0.307	15.25	31.1	1.010	22.51
227	0.4405	2.00	1985	0.0339	0.387	17.04	38.6	0.996	13.16

Dari tabel 4.4 maka didapatkan nilai sifat-sifat uap ekstraksi berdasarkan interpolasi dari temperatur 172,09°C adalah :

Tabel 4.5 hasil perhitungan interpolasi dari tabel sifat-sifat uap

keterangan	variabel	shell
massa jenis	ρ	0,4965 kg/m ²
kekentalan	μ	15,07×10 ⁻⁶ kg/m.s
spesifikasi panas	Cp	1983,34 J/Kg.C
konduktivitas termal	k	0,02952 W/m.C
bilangan prandtl	Pr	1,013

Untuk mendapatkan temperatur rata-rata air di dalam *tube* adalah:

Fluida dingin (air kondensat)

$$\begin{aligned}
 T_c &= \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \\
 &= \frac{139^\circ\text{C} + 152^\circ\text{C}}{2} \\
 &= 145,5^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.4 sifat-sifat air (zat cair jenuh)

(°C)	ρ (kg/m ³)	$\beta \times 10^4$ (1/C)	Cp (J/kg.C)	K (W/m.C)	$\alpha \times 10^6$ (N.s/m)	$\mu \times 10^5$ (N.s/m ²)	$\nu \times 10^6$ (m ² /s)	Pr	$g\beta/v^8 \times 10^{-9}$ (1/C.m ³)
100	958.4	7.5	4211	0.682	0.169	277.6	0.294	1.75	85.09
120	943.5	8.5	4232	0.685	0.171	235.4	0.214	1.43	140.0
140	926.3	9.7	4257	0.684	0.172	201.0	0.212	1.23	211.7
160	907.6	10.8	4285	0.680	0.173	171.6	0.191	1.10	290.3
180	886.6	12.1	4396	0.673	0.172	152.0	0.173	1.01	396.5

Dari tabel 4.6 maka didapatkan nilai sifat-sifat air berdasarkan interpolasi dari temperatur 145,5 °C adalah :

Tabel 4.5 hasil perhitungan interpolasi dari tabel sifat-sifat air

keterangan	variabel	tube
massa jenis	ρ	921,15 kg/m ³
kekentalan	μ	195,915 x 10 ⁻⁵ kg/m.s
spesifikasi panas	Cp	4264,7 J/kg.C
konduktivitas termal	k	0,681 W/m.C
bilangan prandtl	Pr	1,194

4.3 Evaluasi Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

4.3.1 Menghitung Selisih temperatur rata-rata atau LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Defference*)

$$\Delta T_a = T_{hi} - T_{co} = 186,69^\circ\text{C} - 152^\circ\text{C} = 34,69^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_a = T_{ho} - T_{ci} = 157,49^\circ\text{C} - 139^\circ\text{C} = 18,49^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{LM} &= \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \\ &= \frac{34,69 - 18,49}{\ln\left(\frac{34,69}{18,49}\right)} \\ &= 25,746^\circ\text{C} \end{aligned}$$

4.3.2 Menghitung nilai Koefisien perpindahan panas di dalam *shell*.

- a. luas daerah aliran di *shell*

$$\begin{aligned} a_s &= \frac{D_i \cdot C' \cdot B}{P_t} \\ &= \frac{1,18\text{m} \times 0,00395\text{m} \times 0,457\text{m}}{0,022\text{m}} \\ &= 0,097 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

b. kecepatan aliran massa pada *shell*

$$\begin{aligned} G_s &= \frac{\dot{m}}{A_s} \\ &= \frac{88,76 \text{ kg/s}}{0,097 \text{ m}^2} \\ &= 915,05 \text{ kg/s.m}^2 \end{aligned}$$

c. diameter ekuivalen pada *shell*

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{4(Pt^2 - \pi \frac{d_o^2}{4})}{\pi d_o} \\ &= \frac{4(0,022 \text{ m}^2 - \pi \frac{0,0158 \text{ m}^2}{4})}{\pi \cdot 0,0158 \text{ m}} \\ &= 0,023 \text{ m} \end{aligned}$$

d. jenis aliran pada *shell*

$$\begin{aligned} R_e &= \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \\ &= \frac{0,023 \text{ m} \times 915,05 \text{ kg/s.m}^2}{15,07 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}} \\ &= 1,396 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

e. faktor perpindahan panas pada *shell*

$$\begin{aligned} JH &= 0,5 \left(\frac{1+B}{D_s} \right) (0,08 R_e^{0,6821} + 0,7 R_e^{0,1772}) \\ &= 0,5 \left(\frac{1+0,457 \text{ m}}{1,18 \text{ m}} \right) (0,08 \times 1,396 \times 10^{-5,3179} + 0,7 \times 1,396 \times 10^{-5,9822}) \\ &= 4,3319 \end{aligned}$$

f. faktor gesekan pada *shell*

$$\begin{aligned} f_s &= (1,58 \ln R_e - 3,28)^{-2} \\ &= (1,58 \ln 1,396 \times 10^{-6} - 3,28)^{-2} \end{aligned}$$

$$= -0,093$$

g. nilai koefisien perpindahan panas pada *shell* (h_o)

$$\begin{aligned} h_o &= JH \frac{K_{uap}}{De} (Pr)^{1/3} \\ &= 4,3319 \frac{0,02952 \text{ W/m}\cdot\text{c}}{0,023 \text{ m}} (1,013)^{1/3} \\ &= 1,873 \text{ w/m}\cdot\text{C} \end{aligned}$$

4.3.3 Menghitung nilai koefisien perpindahan panas di dalam *tube*

a. luas daerah aliran fluida pada *tube*

$$\begin{aligned} a_t &= \pi \cdot L \cdot D_i \cdot n_t \\ &= \pi \times 5,5 \text{ m} \times 0,0116 \text{ m} \times 387 \\ &= 77,56 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

a. kecepatan aliran massa pada *tube*

$$\begin{aligned} G_t &= \frac{\dot{m}_{air} \left(\frac{N_p}{n_t} \right)}{\pi \cdot \frac{D_i}{4}} \\ &= \frac{92,4 \text{ kg/s} \left(\frac{2}{387} \right)}{\pi \cdot \frac{0,0116 \text{ m}}{4}} \\ &= 52,36 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2 \end{aligned}$$

b. Jenis aliran pada *tube*

$$\begin{aligned} Re &= \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} \\ &= \frac{0,0116 \text{ m} \times 52,36 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2}{192,915 \times 10^{-5} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}} \\ &= 31464,63 \text{ (aliran turbulen)} \end{aligned}$$

c. Faktor gesekan pada *tube*

$$\begin{aligned} f_i &= (1,58 \ln R_e - 3,28)^{-2} \\ &= (1,58 \ln 31464,63 - 3,28)^{-2} \\ &= 0,00584 \end{aligned}$$

d. nilai bilangan nusselt pada *tube*

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \cdot R_e^{0,8} Pr^{1/3} \\ &= 0,023 \times 31464,63 m^{0,8} \times 1,194^{1/3} \\ &= 36,296 \text{ m} \end{aligned}$$

e. nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* (h_i)

$$\begin{aligned} h_i &= Nu \frac{k_{air}}{D_i} \\ &= 36,296 m \frac{0,68 \text{ W/m}\cdot\text{C}}{0,0116 m} \\ &= 2130,79 \text{ w/m}\cdot\text{C} \end{aligned}$$

f. kecepatan air di dalam *tube*

$$\begin{aligned} V &= \frac{\dot{m}(N_p/N_t)}{\rho \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= \frac{92,4 \text{ kg/s}(2/387)}{921,15 \text{ kg/m}^3 \times \pi \times 0,0116 \text{ m}^4} \\ &= 4,59 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

4.3.4 Menghitung luas penampang pada sisi *tube* (A_o dan A_i)

$$\begin{aligned} A_o &= \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N \\ &= \pi \times 0,0158 m \times 5,5 m \times 387 \\ &= 105,599 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_i &= \pi \cdot d_i \cdot L \cdot N \\ &= \pi \times 0,0116 m \times 5,5 m \times 387 \end{aligned}$$

$$= 77,528 \text{ m}^2$$

4.3.5 Menghitung nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh

$$U = \left(\frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{D_o \ln(D_o / D_i)}{2K_{tube}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1}$$

$$= \left(\frac{0,0158\text{m}}{2130,79 \text{ W/m.C} \times 0,0116\text{m}} + \frac{0,0158\text{m} \ln\left(\frac{0,0158\text{m}}{0,0116\text{m}}\right)}{2 \times 43 \text{ W/m.C}} + \frac{1}{1,873 \text{ W/m.C}} \right)^{-1}$$

$$= 6,925 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°C}$$

4.3.6 Menghitung luas permukaan perpindahan panas menyeluruh

$$A = \pi \cdot n_t \cdot L \cdot D_i$$

$$= \pi \times 387 \times 5,5\text{m} \times 0,0116\text{m}$$

$$= 77,56 \text{ m}^2$$

4.3.7 Menghitung Penurunan Tekanan pada sisi *shell* dan *tube* (*pressure drop*)

$$N + 1 = \frac{2 \cdot L}{B}$$

$$= \frac{2 \times 5,5 \text{ m}}{0,457 \text{ m}}$$

$$= 23,15$$

Penurunan tekanan pada sisi *shell*

$$\Delta p = \frac{f \cdot (Gs)^2 \cdot D_i \cdot (N + 1)}{2000 \cdot De \cdot Sgs \cdot \varphi}$$

$$= \frac{0,00274 \cdot (915,05 \text{ kg/s.m}^2)^2 \cdot 1,18\text{m} \cdot (23,15)}{2000 \times 0,023\text{m} \times 1 \cdot (1)^{0,14}}$$

$$= 1528,58 \text{ Pa}$$

Penurunan tekanan pada sisi *tube*

$$\begin{aligned}\Delta p &= \frac{f \cdot N_p \cdot L \cdot G^2}{2000 \cdot D_i \cdot S_{Gt} \cdot \phi} \\ &= \frac{0,00584 \times 2 \times 5,5 \text{ m} \times (52,36)^2}{2000 \times 0,0116 \text{ m} \times 0,000539 \times 1} \\ &= 14089,44 \text{ Pa}\end{aligned}$$

4.3. Menghitung Besar Kalor Yang Akan Dilepas Fluida Panas Kepada Fluida Dingin

$$\begin{aligned}Q &= U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \\ &= 6,925 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°C} \times 77,56 \text{ m}^2 \times 26,97 \text{°C} \\ &= 14485,667 \text{ w/m}^2 \\ &= 14,485 \text{ Kw/m}^2\end{aligned}$$

Besar panas yang diserap fluida dingin (air)

$$\begin{aligned}Q_c &= \dot{m}_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{co} - T_{ci}) \\ &= 92,4 \text{ kg/s} \times 4264,7 \text{ J/kg} \times (152 - 139) \text{°C} \\ &= 5122757,69 \text{ Watt} \\ &= 5122,757 \text{ Kw}\end{aligned}$$

Besar panas yang dilepas oleh fluida panas (uap)

$$\begin{aligned}Q_h &= \dot{m}_{uap} \cdot C_{p_{uap}} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \\ &= 88,76 \text{ kg/s} \times 1983,34 \text{ J/kg} \times (186,69 - 157,49) \text{°C} \\ &= 5140404,74 \text{ watt} \\ &= 5140,404 \text{ Kw}\end{aligned}$$

4.4. Menghitung Efektivitas Alat Penukar Kalor Menggunakan Metode NTU

Kapasitas panas fluida panas (uap)

$$\dot{m}_{uap} \cdot C_{p_{uap}} = 88,76 \text{ kg.s} \times 1983,34 \text{ J/kg.°C} = 176041,25 \text{ Watt/C}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} \cdot C_{p\text{air}} = 92,4 \text{ kg/s} \times 4264,7 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 394058,28 \text{ Watt/C}$$

maka :

$$C_{\text{min}} = 176041,25 \text{ Watt/C}$$

$$C_{\text{maks}} = 394058,28 \text{ Watt/C}$$

$$C = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = \frac{176041,25 \text{ W/C}}{394058,28 \text{ W/C}}$$

$$= 0,446$$

$$\text{NTU} = \frac{U \cdot A}{C_{\text{min}}} = \frac{6,925 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} \times 77,56 \text{ m}^2}{176041,25 \text{ w/c}}$$

$$= 0,00305$$

$$\epsilon = 2 \left(1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp(-N(1 + C^2)^{1/2})}{1 - \exp(-N(1 + C^2)^{1/2})} \right)^{-1}$$

$$\epsilon = 2 \left(1 + 0,446 + (1 + 0,446^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp(-0,00305(1 + 0,446^2)^{1/2})}{1 - \exp(-0,00305(1 + 0,446^2)^{1/2})} \right)^{-1}$$

$$= 0,8038$$

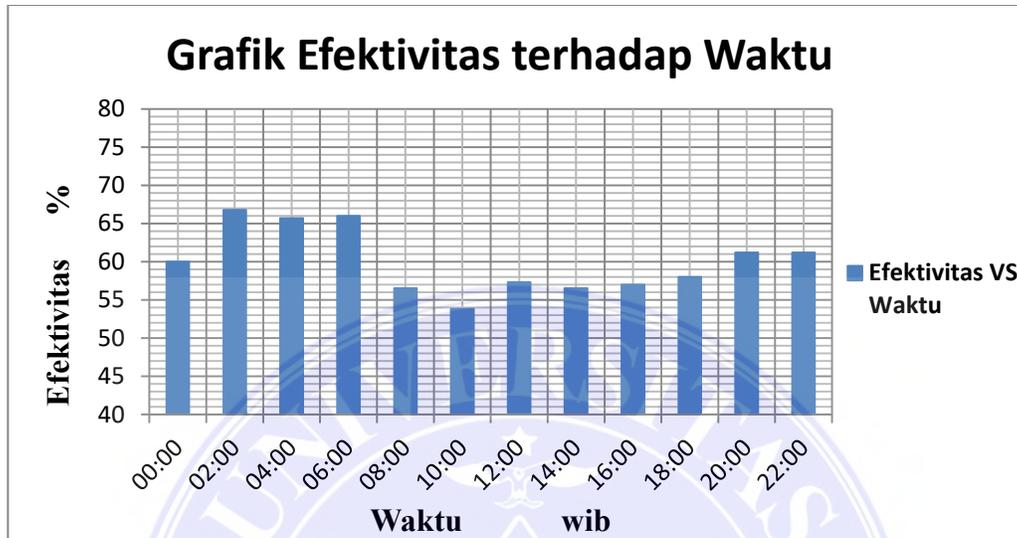
$$= 80,38\%$$

Tabel 4.6 Hasil Evaluasi perhitungan alat penukar kalor *High Pressure heater* 3 jenis *shell* dan *tube* tipe 1-2 pass

Parameter	variabel	nilai
LMTD(<i>Logarithmic Mean Temperature Defference</i>)	ΔT_{lm}	25,746°C
Koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>	h_o	1,873 W/m.°C
Koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>	h_i	2130,79 W/m.°C
koefisien perpindahan panas menyeluruh	U	6,925 W/m ² .°C
faktor gesekan pada <i>shell</i>	f	-0,093
faktor gesekan pada <i>tube</i>	f	0,00584
efektivitas	ε	80,38%

Dari hasil analisis alat penukar kalor *High Pressure heater* 3 jenis *shell* dan *tube* tipe 1-2 pass, maka didapat nilai LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Defference*) adalah 25,746°C, nilai koefisien perpindahan panas pada *shell* (h_o) 1,873 W/m.°C, nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* (h_i) 2130,79 W/m.°C, dari hasil perhitungan koefisien perpindahan panas di *shell* dan *tube* maka di dapat nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) 6,925 W/m².°C, Sedangkan untuk faktor gesekan pada *shell* -0,093 dan pada *tube* 0,00584. Pengambilan data dalam penulisan Tugas akhir ini dilakukan pada tanggal 23 mei 2019 di PT Indonesia Power UJP PLTU Pangkalan Susu. Dari hasil perhitungan karakteristik perpindahan panas, dalam hal demikian, analisa akan lebih mudah dilakukan dengan menggunakan metode efektifitas alat penukar kalor (APK). untuk nilai efektifitas penukar kalor yang penulis analisa adalah sebesar 0,8038 (80,38%)

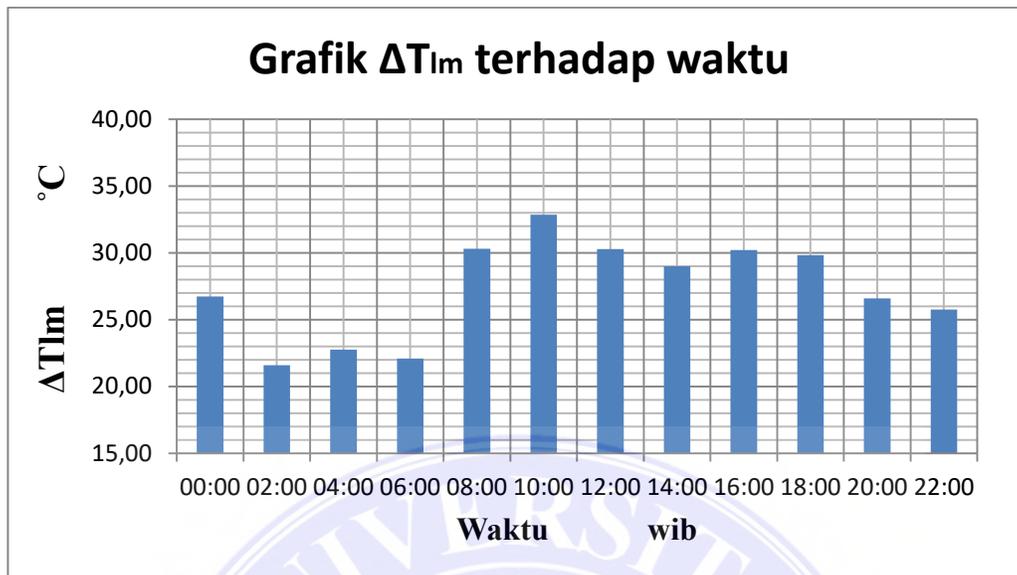
Grafik efektifitas alat penukar kalor *high pressure heater* 3 jenis *shell* dan *tube* dapat di lihat pada gambar 4.1



Gambar 4.1 Grafik efektifitas terhadap waktu

Dari gambar 4.1 dapat dilihat grafik efektifitas APK *high pressure heater* 3 terhadap waktu, dimana pada jam 10:00 wib efektifitas dari penukar kalor mempunyai nilai yang rendah disekitaran 54%, sedangkan pada jam 02:00 wib efektifitas APK *high pressure heater* terhadap waktu mempunyai nilai efektifitas yang tinggi disekitaran 66%. Sehingga dapat di cermati bahwa nilai efektifitas APK *high pressure heater* jenis *shell and tube* ini mengalami kenaikan pada waktu malam hari, dimana terang berganti ke malam hari atau efektifitas mengalami kenaikan pada saat suhu sekitar pembangkit mengalami penurunan.

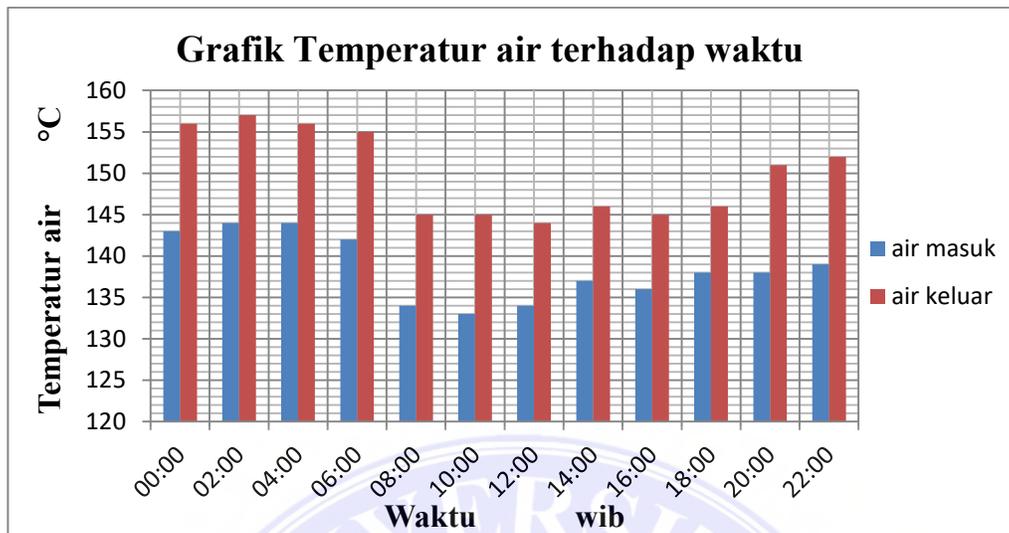
Grafik LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Defference*) pada alat penukar kalor *high pressure heater* jenis *shell* dan *tube* 1-2 pass dapat di lihat pada gambar 4.2 sebagai berikut



Gambar 4.2 Grafik LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Defference*) terhadap waktu

Dari gambar 4.2 dapat dilihat grafik LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Defference*) terhadap waktu, dimana pada jam 10:00 wib mempunyai temperatur LMTD yang tinggi disekitaran 32°C, sedangkan pada jam 02:00 wib mempunyai temperatur LMTD yang rendah disekitaran 21°C.

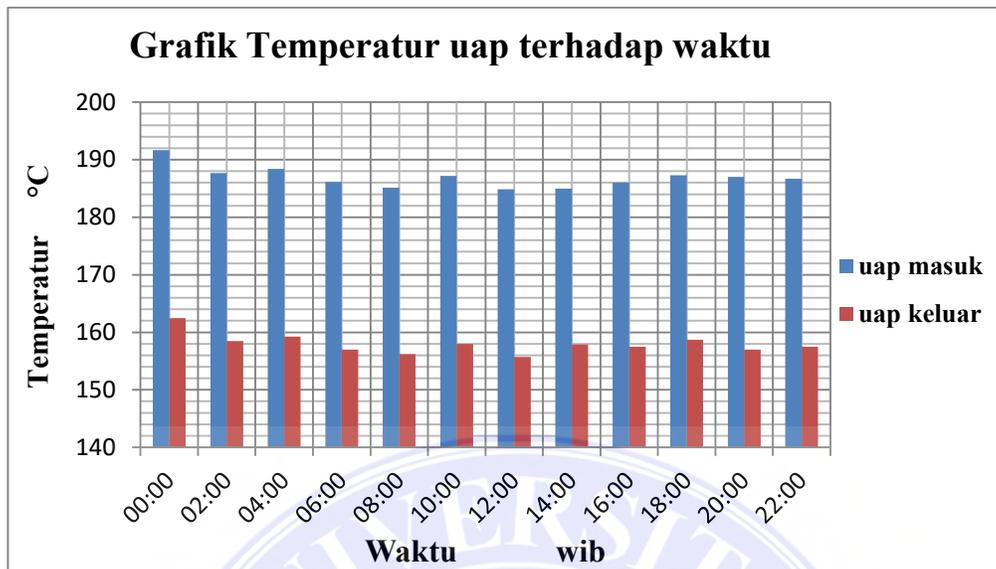
Grafik Temperatur air masuk dan air keluar pada alat penukar kalor *high pressure heater* jenis *shell* dan *tube* 1-2 pass dapat di lihat pada gambar 4.3 sebagai berikut



Gambar 4.3 Grafik Temperatur air masuk dan air keluar terhadap waktu

Dari gambar 4.3 dapat dilihat grafik Temperatur air masuk dan air keluar terhadap waktu pada alat penukar kalor *high pressure heater* jenis *shell* dan *tube* 1-2 pass, bisa diambil keterangan bahwa air yang masuk ke APK *High pressure heater*3 jenis *shell and tube* ini akan mengalami kenaikan temperatur suhu, karena air yang dipanaskan menggunakan uap panas hasil ekstraksi kerja turbin dengan aplikasi perpindahan panas secara konveksi. Pada grafik temperatur air masuk dan air keluar terhadap waktu memiliki temperatur yang berbeda-beda setiap jamnya.

Grafik Temperatur uap masuk dan uap keluar pada alat penukar kalor *high pressure heater* jenis *shell* dan *tube* tipe 1-2 pass dapat di lihat pada gambar 4.4 sebagai berikut



Gambar 4 4 Grafik Temperatur Uap terhadap waktu

Dari gambar 4.4 dapat dilihat grafik Temperatur uap masuk dan uap keluar terhadap waktu pada alat penukar kalor *high pressure heater* jenis *shell* dan *tube* 1-2 pass, bisa diambil keterangan bahwa uap yang masuk ke APK *High pressure heater*3 jenis *shell and tube* ini akan mengalami penurunan temperatur suhu, karena uap akan mengalami perpindahan panas dengan fluida air secara konveksi. Pada grafik temperatur uap masuk dan uap keluar terhadap waktu memiliki temperatur yang berbeda-beda setiap jamnya.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan pembahasan dan melakukan analisis terhadap data hasil perhitungan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari hasil perhitungan koefisien perpindahan panas di *shell* dan *tube* tipe 1-2 pass, maka didapat nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah $6,925 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.
2. Dari Analisis alat penukar kalor diperoleh hasil perhitungan kapasitas panas yang dilepas fluida panas (uap) yang harus melewati 8 *buffle* (sekat) adalah 5140,404 Kw, sedangkan besar panas yang diserap fluida dingin (air) adalah 5122,757 Kw yang melalui 387 *tube* dan panjang tube 5,5 meter.
3. Dari hasil perhitungan koefisien perpindahan panas di *shell* dan *tube*, maka didapat nilai faktor gesekan di bagian *shell* -0,093 dan faktor gesekan di *tube* 0,00584.
4. Efektivitas dari *shell* and *tube* tipe 1-2 pass bergantung kepada perbandingan Q_{act} dan Q_{max} yang dihasilkan, sehingga ketika Q_{act} nya mengalami penurunan maka efektivitasnya juga akan mengalami penurunan. Dari hasil analisis perhitungan metode NTU, maka nilai efektivitas alat penukar kalor jenis *shell* and *tube* sebesar 80,38%

5.2 Saran

1. Penukar panas banyak jenisnya, untuk itu perlu diketahui penggunaannya, kekurangan dan kelebihan masing-masing.
2. Kepada peneliti selanjutnya diharapkan dapat menghitung alat-alat penukar kalor lainnya yang ada di PLTU Pangkalan susu. Contoh salah satunya adalah evaporator ataupun kondensor.



DAFTAR PUSTAKA

- Iriansyah, P. (2017). STUDI PERHITUNGAN HEAT EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE DEHUMIDIFIER BIOGAS LIMBAH SAWIT UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA BIOGAS . *POLIMESIN*.
- Karza, f., Ridwan, E., & Ulfiana, A. (2015). ANALISIS PERBANDINGAN HEAT EXCHANGER JENIS SHELL AND TUBE DAN PLATE PADA ST. *Seminar Nasional Teknik Mesin*.
- Ratnawati, & Salim, A. (2018). DESAIN ULANG ALAT PENUKAR KALOR TIPE SHELL AND TUBE DENGAN MATERIAL TUBE CARBON STEEL DAN STAINLESS STEEL 304 . *Teknik Mesin Univ.Muhammadiyah Metro*.
- Rusjdi, H., Ari, P., & Hidayat, W. (2016). ANALISIS PERPINDAHAN KALOR HIGH PRESSURE HEATER PLTU BANTEN 3 LONTAR UNIT 1. *Power PLant*.
- Sitompul, Tunggul M;. (1993). *Heat Exchanger* (1 ed.). jakarta: PT RajaGrafindo Persada.
- Soekardi, C. (2019). *Teknik Perpindahan Energi Panas*. (R. I. Utami, Ed.) Yogyakarta: Andi.
- Sudrajat, J. (2017). ANALISIS KINERJA HEAT EXCHANGER SHELL & TUBE PADA SISTEM COG BOOSTER DI INTEGRATED STEEL MILL KRAKATAU . *Teknik Mesin*.

LAMPIRAN

Lampiran I

Tabel konduktivitas Termal (K)

No	Bahan	W/m.°C
	Logam	
1	Perak	410
2	Tembaga	385
3	Aluminium	202
4	Nikel	93
5	Besi	73
6	Baja Karbon	43
7	Timbal	35
8	Baja Krom-Nikel	16,3

No	Bahan	W/m°C
	bukan logam	
1	Kuarsa	4,16
2	Magnetit	4,15
3	marmar	2,08-2,94
4	Batu Pasir	1,83
5	Kaca,Jendela	0,78
6	Kayu Maple	0,17
7	Serbuk Gergaji	0,059
8	Wol Kaca	0,038

Lampiran II

Tabel data Temperatur per Jam *High pressure heater 3*

Jam	Temperatur air masuk HPH 3°C	Temperatur air keluar HPH 3°C	Temperatur uap masuk HPH 3°C	Temperatur uap keluar HPH 3°C
00:00	143	156	191,65	162,45
02:00	144	157	187,67	158,5
04:00	144	156	188,43	159,23
06:00	142	155	186,13	157
08:00	134	145	185,14	156,23
10:00	133	145	187,17	158
12:00	134	144	184,86	155,7
14:00	137	146	185	157,86
16:00	136	145	186	157,5
18:00	138	146	187,31	158,7
20:00	138	151	187	157
22:00	139	152	186,69	157,49

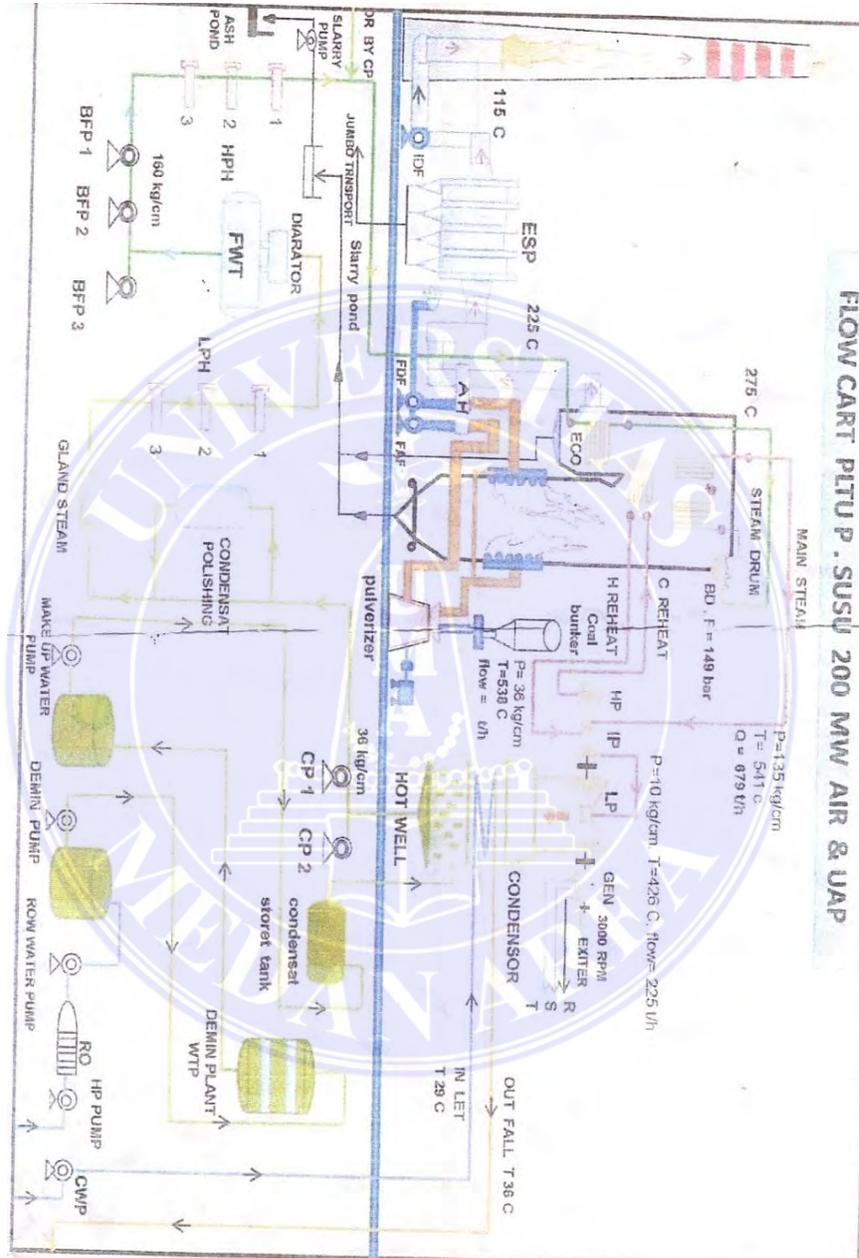
Lampiran III

Spesifikasi Alat Penukar Kalor *High Pressure Heater*3 PLTU Pangkalan Susu

名称 Name	单位 Unit	1#高加 HP heater #1	2#高加 HP heater #2	3#高加 HP heater #3	疏水冷却器 Drain cloer	蒸汽冷却器 Steam cooler
型号 Model		JG-550-I	JG-550-II	JG-550-III	SL-80	ZL-50
总传热面积 Total heat transferring area	m ²	550	550	550	80	50
设计压力 Design pressure	管侧 Tube side	MPa	22	22	22	22
	壳侧 Shell side	MPa	4.65	3.1	1.6	3.1
工作压力 Working pressure	管侧 Tube side	MPa	18	18	18	18
	壳侧 Shell side	MPa	4.1009	2.6578	1.3962	2.6579
设计温度 Design temperature	管侧 Tube side	℃	270	240	220	220
	壳侧 Shell side	℃	405/270	350/240	320	250

Lampiran IV

SIKLUS AIR DAN UAP PLTU PANGKALAN SUSU



Lampiran V

 UJIP PANGKALAN SUSU		LOG SHEET OPERATOR TURBIN CONTROL ROOM												No. Dokumen : FM-FNS-OPR-004 Tanggal : - Revisi : - Halaman : 1			
HARI : Rabu TANGGAL : 10-09-2019																	
ITEM	BATASAN	JAM												Keterangan			
		0:00	2:00	4:00	6:00	8:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00				
Load (Active)	MW	126	147	177	171	197	211	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21
Load (Reactive)	Mvar	30	42	40	47	57	57	49	61	59	51	52	50.7	50.7	50.7	50.7	50.7
Frequency	Hz	50.22	50.31	50.38	50.32	50.46	50.3	50.2	50.2	50.2	50.41	50.35	50.43	50.43	50.43	50.43	50.43
Power Factor		0.97	0.96	0.96	0.96	0.92	0.97	0.83	0.82	0.82	0.86	0.89	0.90	0.85	0.85	0.85	0.85
Generator Voltage	KV	15.72	16.24	15.74	15.74	15.70	15.3	15.3	15.3	15.3	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7
Generator Current	A	11871	12433	11890	11817	12631	14024	13223	14026	14011	13844	14130	14521	14521	14521	14521	14521
Generator H2 Pressure	kPa	200	207	206	205	203	225	224	223	223	223	223	223	223	223	223	223
Generator H2 Purity	%	90	90	90	90	90	93	95	95	95	94.3	94.18	94.01	94.01	94.01	94.01	94.01
Main Turbine																	
HP Casing Expansion	mm	4	35	35	35	34	34	34	34	34	34	34	34	34	34	34	34
IP Casing Expansion	mm		17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17
HP Diff. Expansion	mm	-1<HP<3	2.1	2.1	2.1	2.2	2.03	1.9	2	1.9	2	2	2	2	2	2	2
IP Diff. Expansion	mm	-1,8<IP<3	2.05	2.18	2.19	2.26	2.14	1.8	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7
LP Diff. Expansion	mm	-2<LP<5	0.58	0.89	0.72	0.107	0.269	0.38	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Eccentricity	um		0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Axial Displacement	mm		-0.101	-0.101	-0.201	-0.103	0.213	-0.21	-0.21	-0.21	-0.21	-0.21	-0.21	-0.21	-0.21	-0.21	-0.21
Vibrasi Tertinggi/Bearing No.	um	<185	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Bearing Metal Temp. Tertinggi/No	°C	<80	31	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
HP Turbine Exhaust Temp.	°C	<343	320	310	321	317	312	315	315	315	315	315	315	315	315	315	315
LP Turbine Exhaust Temp.	°C	<80	57	51	51	49	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46
Gov. 1/3 Opening	%		46.7	46.3	46.3	46.7	46.3	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5
Gov. 2/4 Opening	%		46.3	46.3	46.3	46.3	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5
Reheat Steam & Reheat Steam																	
Main Steam Temperature	°C	<545	527	526	527	520	521	514	514	516	513	511	518	524	524	524	524
Main Steam Pressure	MPa	<14.1	8.1	8.1	8.1	7.7	8.0	6.1	5.67	6.05	6.06	6.03	6.16	6.28	6.28	6.28	6.28
Main Steam Flow	T/H		360	360	360	340	255	265	244	262	263	262	264	264	264	264	264
1st Stage Temperature	°C	>95	505	504	505	506	501	493	499	495	494	498	498	498	498	498	498
1st Stage Pressure	MPa		5.7	5.70	5.70	5.41	4.85	4.21	3.3	4.16	4.13	4.16	4.16	4.16	4.16	4.16	4.16
Reheat Steam Temperature	°C	<545	514	516	518	523	515	498	498	500	502	506	520	523	523	523	523
Reheat Steam Pressure	MPa		1.5	1.5	1.5	1.42	1.03	1.08	0.99	1.07	1.08	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07
Feedwater System																	
Feedwater Pressure	MPa		11.00	11.01	11.06	10.7	7.75	8.07	7.45	8.1	8	7.96	8.90	9.88	9.88	9.88	9.88
Feedwater Temperature	°C		146	147	147	143	142	183	183	185	183	186	192	194	194	194	194
Feedwater Flow	T/H		334	363	360	343	262	271	247	272	272	267	285	280	280	280	280
Deaerator Temperature	°C		126	127	126	126	127	117	116	118	118	118	118	121	123	123	123
Deaerator Level	mm	600-2500	1924	1831	1913	2002	2024	2162	2168	2056	2090	2037	1974	1989	1989	1989	1989
Motor Drivers BFP																	
A	Speed	rpm															
	Outlet Pressure	MPa															
	Recirculation Flow	T/H															
	Current	A															
B	Speed	rpm	3195	3306	3400	3616	3093	3159	3102	3247	3242	3204	3474	3630	3630	3630	3630
	Outlet Pressure	MPa	<17.1	16.5	11.6	11.5	10.90	8.1	8.4	8.9	8.36	8.35	8.26	9.22	9.22	9.22	9.22
	Recirculation Flow	T/H		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Current	A		330	376	331	346	299	248	252	269	271	264	233	233	233	233
Hydr Coup Open	%		0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Condensate System																	
A	Outlet Pressure	MPa	2.0-4.0														
	Current	A															
B	Outlet Pressure	MPa		2.14	2.10	2.10	2.03	2.20	2.07	2.13	2.12	2.06	2.24	2.21	2.11	2.11	2.11
	Current	A		58	58	58	58	58	58	58	58	58	58	58	58	58	58
Condensate Flow	T/H		590	590	600	633	581	651	604	649	629	665	665	665	665	665	665
Condensate Pump Inlet Temperature	°C	<80	57	57	57	57	48	48	48	50	51	50	51	51	51	51	51
Make Up Water Flow	T/H		13	12	13	16	12	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Hotwell Level	mm	300-880	675	628	628	628	624	632	691	689	628	682	611	600	600	600	600

INDONESIA UJIP PANGKALAN SUSU		LOG SHEET OPERATOR TURBIN CONTROL ROOM													No. Dokumen	FM-PNS-OPR-004		
HARI: Rabu		TANGGAL: 10-11-2019															Tanggal	-
TANGGAL: 10-11-2019																	Revisi	-
																	Halaman	: 2
ITEM	BATASAN	JAM													Keterangan			
	ALARM	0:00	2:00	4:00	6:00	8:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00					
Condenser Vacuum	kPa	-88 s/d -100	-90.13	-90.23	-90.34	-90.46	-90.58	-90.7	-90.8	-90.9	-91.0	-91.1	-91.2	-91.3				
Cond Sea Water Inlet Temp	°C		25	25	25	25	24	24	25	25	25	24.9	24.9	24.9				
Cond Sea Water outlet Temp	°C		-	-	-	-	41	41	42	42	44	44	44	43				
Circ. Water Inlet Press	MPa		0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03				
Circulating Water System																		
CWP A	Outlet Pressure	MPa	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.12				
	Current	A	121	122	121	120	122	121	113	120	120	121	122	122				
CWP B	Outlet Pressure	MPa	0.15	0.16	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.16	0.16	0.16	0.16	0.15				
	Current	A	145	145	146	146	146	149	146	144	145	147	148	146				
High Steam System																		
Gland Steam Press	kPa		10.2	10	10	10	9	9	8	9.9	9.9	9.9	9.9	9.8				
Gland Steam Temperature	°C	120 - 160	172	170	170	171	173	173	171	170	171	171	171	170				
CCOW System																		
CCOW A	Outlet Pressure	MPa	0.60	0.60	0.60	0.6	0.60	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.60				
	Current	A	207	205	200	200	200	203	206	203	204	207	201	207				
CCOW B	Outlet Pressure	MPa	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.60				
	Current	A	222	218	220	222	222	220	219	220	220	220	218	219				
CCOW PA	Outlet Pressure	MPa	0.19	0.19	0.19	0.19	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19				
	Current	A	189	192	191	193	193	190	190	191	191	192	193	191				
CCOW PB	Outlet Pressure	MPa																
	Current	A																
CCOW outlet HE Temp	°C		37.19	36.7	36.3	36.6	36.3	36.4	36.3	36.3	36.3	36.3	36.3	36.3				
CCOW Expansion Tank	mm	400 - 1900	1623	1613	1646	1631	1616	1647	1663	1665	1673	1679	1679	1679				
Temp Out Stealer																		
LPH 8 Out Temp	°C		70	70	70	69	69	69	69	69	69	69	69	69				
LPH 7 Out Temp	°C		71	71	71	71	71	71	71	71	71	71	71	71				
LPH 6 Out Temp	°C		70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70				
LPH 5 Out Temp	°C		85	85	85	85	84	84	84	84	84	84	84	84				
Deaerator Out Temp	°C		126	127	126	125	117	117	116	117	119	124	123.8	123.8				
HPH 3 Out Temp	°C		156	159	156	155	145	145	144	146	145	146	151	152				
HPH 2 Out Temp	°C		141	144	144	142	139	139	138	138	138	138	137	137				
HPH 1 Out Temp	°C		188	188	188	188	184	183	182	183	183	183	183	183				
Heater Level																		
HP Heater 1	mm	50 - 700	576	574	573	574	567	567	566	566	569	566	576	581				
HP Heater 2	mm	51 - 700	387	359	357	354	324	332	319	322	320	322	349	351				
HP Heater 3	mm	52 - 700	342	344	341	340	319	320	320	322	320	320	324	322				
LP Heater 5	mm	<950	406	402	402	402	403	403	404	403	403	406	406	406				
LP Heater 6	mm	<950	400	402	400	400	401	387	386	387	388	387	392	398				
LP Heater 7	mm	<950	474	467	474	471	471	463	471	460	466	461	470	477				
LP Heater 8	mm	<950	454	455	455	456	450	450	452	450	450	448	446	450				
EH Oil & Lube Oil System																		
MOT Level	mm		236	236	236	236	236	236	236	236	236	236	236	236				
Oil Outlet Cooler Temp	°C	35 - 45	46.17	45.7	45.67	45.5	45.1	45.4	45.8	46	46	46	46	46				
Lube Oil Pressure	MPa	>0.04	0.12	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13				
EH Oil Tank Level	mm	370 - 660	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461				
EH Oil Pressure	MPa	11.2 - 16.2	13.99	14.05	14.05	14.05	14.05	13.89	14	14	14	13.97	14.00	14.00				
Generator Stator Cooling Water																		
GSCW Pump Current	A		33.2	32.4	32.6	32.4	32.5	32	32	32	32	32.2	32.5	32.4				
GSCW Pump Current	A																	
Inlet Generator Water Conductivity	us/cm	<1.5	1.19	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17				
Stator Cooling Water DP	kPa	<20	30	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32				
Inlet Temperature	°C	<50	49	49	49	49	49	49	49	49	49	49	49	49				
Outlet Temperature	°C	<90	46	48	48	47	47	47	47	47	47	47	47	47				

Lampiran VI



Lampiran VII

