

**ANALISIS EFEKTIVITAS *HIGH PRESSURE HEATER* PADA  
UNIT 4 PLTU PT PLN (PERSERO) UNIT PELAKSANA  
PEMBANGKIT BELAWAN**

**SKRIPSI**

**OLEH :**

**GOFAR GABRIEL SINAGA**

**15.813.0081**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MEDAN AREA  
MEDAN  
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 11/26/19

Access From (repository.uma.ac.id)

**ANALISIS EFEKTIVITAS *HIGH PRESSURE HEATER* PADA  
UNIT 4 PLTU PT PLN (PERSERO) UNIT PELAKSANA  
PEMBANGKIT BELAWAN**

**SKRIPSI**

*Diajukan sebagai Salah Satu Syarat untuk Memperoleh*

*Gelar Sarjana di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik*

*Universitas Medan Area*

**OLEH :**

**GOFAR GABRIEL SINAGA**

**15.813.0081**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**

**MEDAN**

**2019**

## LEMBAR PENGESAHAN

**Judul Skripsi** : Analisis Efektivitas High Pressure Heater Pada Unit 4  
PLTU PT PLN (Persero) Unit Pelaksana Pembangkit  
Belawan

**Nama** : Gofar Gabriel Sinaga

**NPM** : 15.813.0081

**Fakultas / Jurusan** : Teknik/ Teknik Mesin

Disetujui Oleh :

  
Ir. H. Amirsvan NST, MT

Pembimbing I

  
Muhammad Idris ST, MT

Pembimbing II



  
Dr. Faisal Amri Tanjung SST, MT

Dekan



  
Bobby Umroh ST, MT

Ketua Program Studi

Tanggal Lulus : 20 September 2019

## PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI

Saya yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Gofar Gabriel Sinaga  
NPM : 15.813.0081  
Tempat, Tanggal Lahir : Medan, 05 Juli 1996  
Fakultas : Teknik  
Progam Studi : Teknik Mesin

Dengan ini menyatakan bahwa Skripsi dengan judul : “Analisa Efektivitas *High Pressure Heater* Pada Unit 4 PLTU PT PLN (Persero) Unit Pelaksana Pembangkitan Belawan” adalah hasil pekerjaan saya dan seluruh ide, pendapat, atau materi dari sumber lain telah dikutip dengan cara penulisan referensi yang sesuai.

Pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya dan jika pernyataan ini tidak sesuai dengan kenyataan, maka saya bersedia menanggung sanksi yang akan dikenakan kepada saya termasuk pencabutan gelar Sarjana Teknik yang nanti saya dapatkan.

Medan, Oktober 2019



Gofar Gabriel Sinaga  
15.813.0081

## HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI

### TUGAS AKHIR/SKRIPSI/TESIS UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIK

---

Sebagai sivitas akademik Universitas Medan Area, Saya yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Gofar Gabriel Sinaga

NPM : 158130081

Fakultas : Teknik

Program Studi : Mesin

Jenis Karya : Tugas Akhir/Skripsi/Tesis

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Medan Area Hak Bebas Eksklusif (Non-exclusive Royalty-free Right) atas karya ilmiah saya yang berjudul: *Analisa Efektivitas High Pressure Heater Pada Unit 4 PLTU PT PLN (Persero) Unit Pelaksana Pembangkitan Belawan.*

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan hak bebas Royalty Noneksklusif ini Universitas Medan Area berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (database), merawat, dan mempublikasikan tugas akhir/skripsi/tesis saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai hak pemilik hak cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Medan, Oktober 2019

Yang menyatakan



Gofar Gabriel Sinaga

15.813.0081

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/26/19

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)

## ABSTRAK

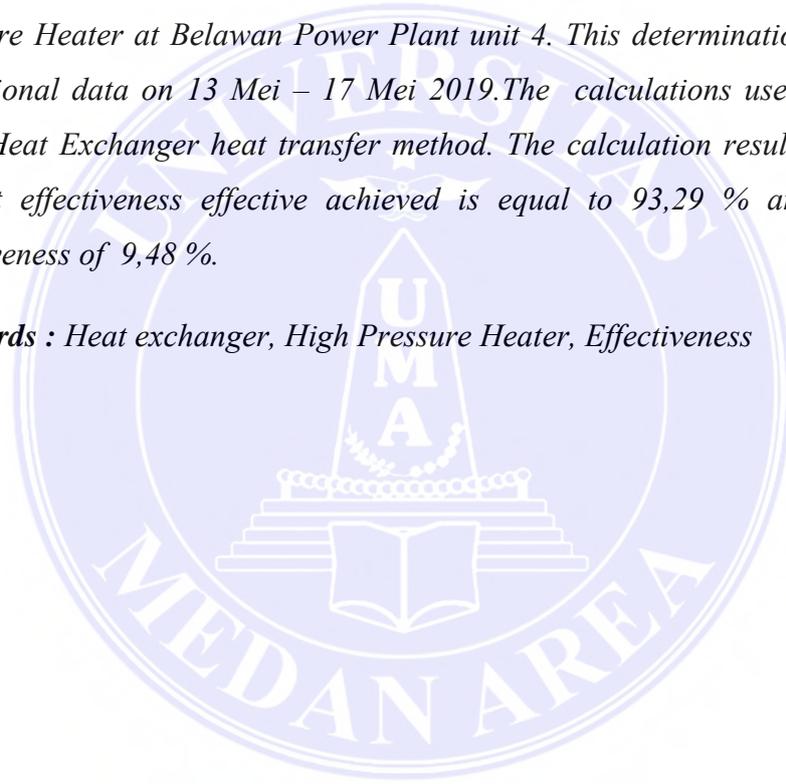
Alat penukar kalor adalah suatu alat yang berfungsi untuk memindahkan satu fluida ke fluida lainnya. Pada umumnya fluida yang digunakan sebagai pendingin memakai air biasa (*cooling water*), dan media panas memakai uap panas sebagai pemanas (*superheated Steam*). Salah satu dari alat penukar kalor yang dipakai adalah *High pressure Heater* (HPH). HPH adalah alat pemanas awal *feedwater* sebelum masuk ke dalam *boiler*. Peralatan ini berfungsi untuk menaikkan efisiensi sistem secara keseluruhan. Dalam pengoperasiannya, *High pressure heater* harus dijaga performanya karena berhubungan langsung dengan kehandalan unit pembangkit listrik. Penelitian ini dilakukan untuk menentukan efisiensi pada *High Pressure Heater* pada unit 4 PLTU unit pelaksana pembangkit Belawan. Penentuan ini berdasarkan data operasional pada tanggal 13 Mei – 17 Mei 2019. Perhitungan menggunakan metode analisis perpindahan panas *Shell and Tube Exchanger*. Hasil Perhitungan diperoleh efektivitas tertinggi 93,29 % dan terendah sebesar 9,48 %.

**Kata kunci :** Alat penukar kalor, *High Pressure heater*, efektivitas

## **ABSTRACT**

*Heat exchanger is a device that serves to move one fluid to another fluid. In general, fluids are used as cooling using ordinary water (cooling water), and hot media use steam heater as heater (superheated steam). One type of heat exchanger that is High Pressure Heater (HPH). HPH is the beginning of the feedwater before entering the boiler. This equipment is used to increase the efficiency of the overall system. High pressure Heater must be maintained heater performance because it is directly related to the reliability of electricity generating unit. This research was conducted to determine the effectiveness of High Pressure Heater at Belawan Power Plant unit 4. This determination is based on operational data on 13 Mei – 17 Mei 2019. The calculations use the shell and Tube Heat Exchanger heat transfer method. The calculation result obtained the highest effectiveness achieved is equal to 93,29 % and the lowest effectiveness of 9,48 %.*

**Keywords :** *Heat exchanger, High Pressure Heater, Effectiveness*



## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas berkat rahmat serta kasih-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini yang mengambil judul “ Analisis Efektivitas *High Pressure Heater* Pada Unit 4 PLTU PT PLN (Persero) Unit Pelaksana Pembangkit Belawan”.

Skripsi ini ditujukan untuk memenuhi salah satu persyaratan ujian guna memperoleh gelar Sarjana Teknik (S.T) pada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area.

Penulis menyadari dalam penulisan skripsi ini masih jauh dari sempurna, dan banyak kekurangan baik dalam metode penulisan maupun dalam pembahasan materi. Hal tersebut dikarenakan keterbatasan kemampuan Penulis. Sehingga Penulis mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun mudah-mudahan dikemudian hari dapat memperbaiki segala kekurangannya.

Selama perkuliahan sampai dengan seterusnya skripsi ini, penulis telah banyak menerima bantuan moral maupun material yang tidak dapat di nilai harganya. Untuk itu melalui tulisan ini, penulis mengucapkan banyak terima kasih yang setulusnya kepada:

1. Prof. Dadan Ramdan, M.Eng., M.Sc selaku Rektor Universitas Medan Area
2. Dr. Faisal Amri Tanjung, S.ST, MT, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Medan Area
3. Bobby Umroh ST, MT, selaku Kepala Program Studi Teknik Mesin Universitas Medan Area
4. Zulfikar ST. MT, selaku Sekretaris Program Sudi Teknik Mesin Universitas Medan Area
5. Ir. H. Amirsyah Nst. MT, selaku dosen Pembimbing I yang telah banyak memberikan masukan, arahan dan bimbingan dalam menyelesaikan skripsi ini.

6. Muhammad Idris, ST, MT, Selaku dosen Pembimbing II telah banyak memberikan masukan, arahan dan bimbingan dalam menyelesaikan skripsi ini.
7. Segenap dosen jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area dan Birokrat administrasi Fakultas Teknik.
8. Wisker Sinaga S.H. dan Sri Hotnida S.Pd selaku orangtua yang sangat saya sayangi dimana telah banyak memberikan perhatian, pendidikan, nesehat, dan dukungan moral dan material sehingga terselesaikannya tugas akhir ini.
9. PT PLN (Persero) Unit Pelaksana Pembangkit Belawan yang sudah memberikan tempat untuk melaksanakan penelitian.
10. Era Rahmadani Pinem SP, yang selalu memberikan semangat dan memberi masukan dalam penyusunan Tugas Akhir ini
11. Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu yang sudah banyak membantu penulis sehingga terselesaikan tugas akhir ini.

Penulis telah berusaha semaksimal mungkin untuk menyelesaikan skripsi ini serta tidak lupa mengucapkan terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu dalam proses pengerjaan skripsi ini. Dan penulis menyadari sepenuhnya, bahwa dalam tulisan tugas akhir ini masih terdapat kekurangan didalamnya. Oleh karena itu kritik dan saran yang konstruktif dari berbagai pihak sangat penulis harapkan untuk menyempurnakan Tugas Akhir ini.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga tulisan ini dapat bermanfaat bagi ilmu pengetahuan khususnya bidang studi Teknik Mesin.

Medan, Oktober 2019  
Penulis

Gofar Gabriel Sinaga  
158130081

# DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK .....</b>	<b>i</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>iii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>v</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR NOTASI.....</b>	<b>1</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>2</b>
1.1. Latar Belakang.....	2
1.2. Rumusan Masalah.....	4
1.3. Tujuan Penelitian .....	4
1.4. Manfaat Penelitian.....	4
1.5. Batasan Masalah .....	5
1.6. Sistemetika Penulisan .....	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....</b>	<b>7</b>
2.1. Dasar Teori High Pressure Heater (HPH).....	7
2.1.1. Perpindahan Panas .....	9
2.1.2. Perpindahan Kalor Konduksi (Stedi Satu Dimensi) .....	13
2.2. Alat Penukar Kalor.....	15
2.2.1. Tipe-Tipe Alat Penukar Kalor.....	16
2.2.2. Klasifikasi Alat Penukar Kalor Berdasarkan Aliran Fluida .....	20
2.3. Deskripsi High Pessure Heater .....	26
2.3.1. Analisis Perpindahan Kalor Pada <i>High Pressure Heater</i> .....	26
2.4. Pembangkit Listrik Tenaga Uap.....	34
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>38</b>
3.1. Tempat dan Waktu Penelitian .....	38
3.2. Alat dan Bahan Penelitian.....	38
3.3. Prosedur Penelitian.....	39
3.4. Langkah Penelitian .....	39
3.5. Alur Penelitian.....	40
3.2. Metode Perhitungan.....	40

3.6. Skema Perhitungan .....	42
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>45</b>
4.1. Data Spesifikasi <i>High Pressure Heater</i> Unit 4.....	45
4.2. Perhitungan Catu Kalor (Q) dan Efektivitas ( $\epsilon$ ) HPH .....	46
<b>BAB V KESIMPULAN .....</b>	<b>63</b>
5.1. Kesimpulan.....	63
5.2. Saran .....	63
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>64</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>65</b>

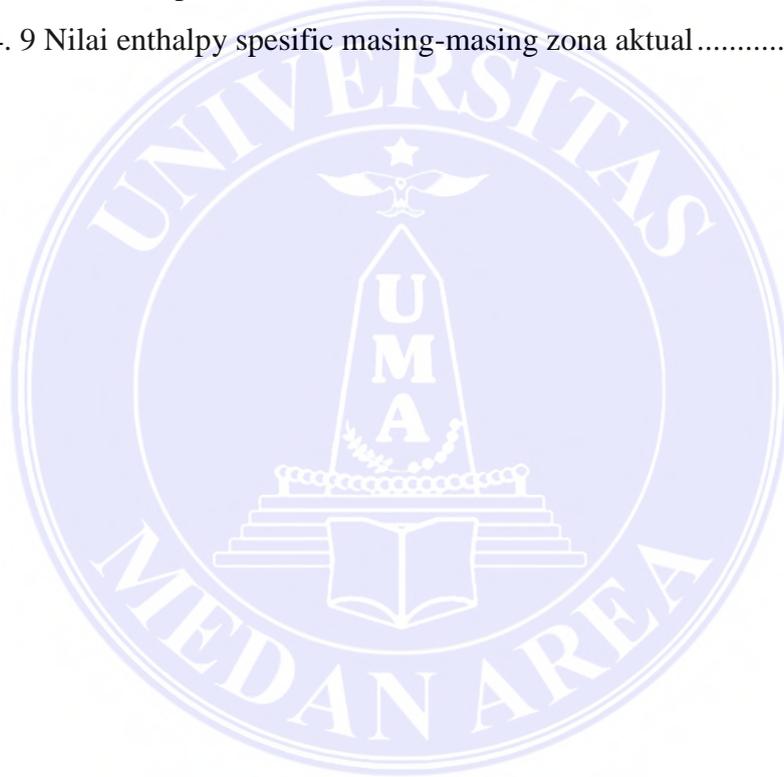


## DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 <i>High Pressure Heater</i> unit pembangkit Belawan .....	6
Gambar 2.2 Perpindahan kalor konduksi .....	7
Gambar 2.3 Perpindahan Kalor Konveksi .....	8
Gambar 2.4 Perpindahan kalor Radiasi.....	9
Gambar 2.5 Perpindahan panas pada dinding datar .....	11
Gambar 2.6 Perpindahan panas melalui silinder berlubang .....	12
Gambar 2.7 Diagram penukar kalor sederhana.....	14
Gambar 2.8 Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur .....	15
Gambar 2.9 Pemanas udara aliran lintang yang melukiskan aliran lintang dengan satu fluidanya bercampur dan fluida lainnya tak bercampur .....	16
Gambar 2.10 Penukar kalor <i>shell and tube</i> dengan sekat-sekat <i>baffles</i> .....	16
Gambar 2.11 <i>Regenerative heat exchanger</i> .....	17
Gambar 2.12 <i>Cooling Tower</i> .....	17
Gambar 2.13 Alat penukar kalor parallel flow dan analogi temperature .....	19
Gambar 2.14 Alat penukar kalor aliran <i>counter flow</i> dan analogi temperature....	21
Gambar 2.15 Grafik faktor koreksi (F) untuk 1 <i>sheel pass</i> dan 2 atau kelipatan <i>tube pass</i> .....	23
Gambar 2.16 Zona perpindahan panas pada <i>high pressure heater vertical</i> .....	27
Gambar 2.17 Variasi temperatur fluida mengembun .....	29
Gambar 2.18 Laju aliran uap ekstraksi dan laju aliran <i>feedwater</i> .....	29
Gambar 2.19 Siklus Rankine dengan <i>reheating</i> .....	33
Gambar 2.20 Siklus Rankine Regeneratif .....	35

## DAFTAR TABEL

Tabel 4. 1 Data Aktual HPH .....	45
Tabel 4. 2 Data Spesifikasi HPH .....	45
Tabel 4. 3 Distribusi temperatur <i>Subcooling zone</i> .....	52
Tabel 4. 4 Distribusi Temperatur TB terhadap <i>enthalpy spesific</i> data aktual .....	52
Tabel 4. 5 Distribusi temperatur condensing zone.....	55
Tabel 4. 6 Distribusi Temperatur TC terhadap <i>enthalpy spesific</i> data.....	56
Tabel 4. 7 Perpindahan panas keseluruhan perhitungan kondisi aktual.....	61
Tabel 4. 8 Nilai Temperatur .....	61
Tabel 4. 9 Nilai enthalpy spesific masing-masing zona aktual .....	62



## DAFTAR NOTASI

A	= Luasan bidang perpindahan kalor ( $m^2$ )
Q	= Laju perpindahan kalor (kW)
U	= Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $kW/ m^2 \text{ } ^\circ C$ )
F	= Faktor koreksi LMTD
LMTD	= Beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^\circ C$ )
N	= Jumlah tube
L	= Panjang tube (m)
ODTube	= Diameter luar tube (m)
$\varepsilon$	= Efektivitas (%)
TA	= Air umpan masuk ( $^\circ C$ )
TD	= Air umpan Keluar ( $^\circ C$ )
PC	= Tekanan air umpan (Mpa)
T1	= Uap ekstraksi ( $^\circ C$ )
T2	= Uap keluar ( $^\circ C$ )
Ph	= Tekanan uap ekstraksi (Mpa)
$\dot{m}_w$	= Laju aliran air masuk (kg/s)
$\dot{m}_s$	= Laju uap (kg/s)
$h_1$	= entalpi air umpan masuk (kJ/kg)
$h_2$	= entalpi air umpan keluar (kJ/kg)
$h_3$	= entalpi uap ekstraksi masuk (kJ/kg)
$h_4$	= entalpi uap ekstraksi keluar (kJ/kg)

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Listrik merupakan sumber energi yang digunakan oleh manusia. Pembangkit listrik di Indonesia semakin berkembang dan di perhatikan oleh pemerintah dengan meningkatkan kualitas unit pembangkit yang selalu di perbaiki dan evaluasi secara periode melalui kegiatan-kegiatan pemeliharaan salah satunya. [9] Dari data yang di keluarkan oleh PT PLN Regional Sumatera Utara tahun 2019, kebutuhan akan energi listrik setiap tahunnya semakin meningkat khususnya di Sumatera Utara . Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh BPPT Outlook Energi Indonesia 2018 peningkatan kebutuhan listrik perkapita 4.902 kWh pada tahun 2050. Dimana naik hampir 6 kali lipat lebih tinggi di banding tahun 2016 yaitu sebesar 846 kWh/kapita.

Listrik dihasilkan melalui sebuah sistem pembangkit listrik. Pembangkit yang banyak ditemukan adalah Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA), Pembangkit Listrik Tenaga Gas Bumi (PLTG), Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD), dan Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir (PLTN).

Pembangkit listrik yang banyak digunakan adalah Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), selain dapat menghasilkan daya listrik relatif besar juga mudah untuk mendapatkan fluida utamanya. Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah pembangkit listrik yang memanfaatkan energy panas dari uap

untuk memutar sudu turbin sehingga dapat digunakan untuk membangkitkan energi listrik melalui generator. [1]

PT PLN (Persero) pembangkit Belawan adalah salah satu PLN pensuplai listrik sumatera sektor utara milik negara yang terletak di Pulau Naga Putri dengan luas 47 Hektar. Desa pulau Sicanang, Kecamatan Medan Belawan. Mesin pembangkit yang di operasikan adalah PLTU dan PLTGU. Pada mesin Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) yang dimiliki sektor Pembangkit Belawan terdapat 4 unit PLTU, dengan daya terpasang yaitu sebesar 65 MW pada setiap unitnya. Menggunakan bahan bakar MFO (*Marine Fuel Oil*) pada PLTU unit 1 dan 2, dan pada PLTU unit 3 dan 4 berbahan bakar campuran yaitu MFO dengan *Nature Gas*.

Semakin besar kapasitas listrik yang dihasilkan maka semakin besar pula kapasitas uap yang dibutuhkan. Oleh karena itu kemampuan pembangkit listrik untuk tampil prima merupakan hal yang penting agar ketersediaan listrik di Indonesia tetap terjaga. Penukar panas atau dalam dunia industri dikenal dengan istilah *Heat Exchanger* (HE), adalah suatu alat yang memungkinkan terjadinya perpindahan panas dan dapat berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya medium pemanas memakai uap (*super heated steam*) sebagai pemanas, dan air biasanya sebagai pendingin (*cooling water*). Salah satu contoh alat penukar panas yang terdapat pada industri pembangkit listrik adalah *High Pressure Heater* (HPH). [2]

*High Pressure Heater* (HPH) adalah salah satu contoh alat penukar kalor yang banyak digunakan di industry pembangkit listrik yang berfungsi pembangkit

listrik yang berfungsi sebagai pemanas air umpan sebelum masuk *boiler*. Media pemanas yang digunakan adalah uap panas yang hasil ekstraksi dari turbin. [3] Alat penukar kalor *High Pressure Heater* (HPH) yang dipergunakan adalah tipe shell and tube.

Berkurangnya efektifitas dari alat penukar kalor akan mendapatkan hasil yang tidak sesuai dengan yang diharapkan. Untuk itu, Alat penukar kalor perlu diperhatikan. Dengan adanya alat ini dapat mengurangi beban *boiler*, karena sebelum masuk *boiler*, *feedwater* di panaskan dulu di HPH sehingga temperatur *feedwater* sebelum masuk boiler sudah tinggi dan kalor yang diperlukan boiler untuk mengubah air menjadi uap akan lebih sedikit. Jika efektivitas alat ini menurun akan berakibat naiknya konsumsi bahan bakar pada *boiler* sehingga dapat menurunkan efisiensi PLTU dan biaya produksi meningkat.

## 1.2. Rumusan Masalah

Dari latar belakang diatas, maka dapat dirumuskan beberapa permasalahan antara lain :

1. Prinsip kerja *High Pressure Heater*
2. Menghitung efektivitas *High Pressure Heater*

## 1.3. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Menganalisis kinerja pemanas tekanan tinggi (*High Pressure Heater*)
2. Menghitung efektivitas pemanas tekanan tinggi (*High Pressure Heater*)

## 1.4. Manfaat Penelitian

Hasil penelitian diharapkan bermanfaat sebagai berikut :

1. Untuk menambah pengetahuan dan pengalaman penulis dalam bidang yang

dianalisa baik secara teoritis maupun penerapannya.

2. Sebagai bahan referensi untuk mengembangkan pengetahuan mahasiswa/ I tentang *High Pressure Heater*.

### **1.5. Batasan Masalah**

Batasan masalah pada tugas akhir ini :

1. Analisis berdasarkan data aktual *High Pressure Heater*
2. Analisis material diabaikan
3. Analisis korosi diabaikan

### **1.6. Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan tugas akhir ini disusun dari tahapan - tahapan sebagai berikut :

#### **BAB 1 : PENDAHULUAN**

Membahas mengenai latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan serta sistematika penulisan.

#### **BAB 2 : TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini berisikan tentang literatur tentang *High Pressure Heater (HPH)*, *Heat Exchanger*, serta persamaan yang digunakan dalam evaluasi unjuk kerja HPH.

#### **BAB 3 : METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bab ini berisikan tentang metode yang digunakan dalam penelitian, serta tempat, waktu penelitian dan juga diagram alir penelitian.

#### **BAB 4 : HASIL DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini berisikan tentang perhitungan analisa efektivitas *High Pressure Heater* untuk masing masing zona.

## BAB 5 : KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisikan tentang uraian atau pernyataan singkat dari hasil penelitian.



## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Dasar Teori High Pressure Heater (HPH)

*High Pressure Heater* (HPH) merupakan alat penukar kalor yang berfungsi memberi pemanas awal pada air umpan dengan memanfaatkan uap ekstraksi turbin. [1] Penggunaan *High Pressure Heater* (HPH) telah banyak dikembangkan, dikarenakan dapat meminimalisir penggunaan bahan bakar dalam proses produksi listrik pada pembangkit khususnya pembangkit listrik tenaga uap (PLTU). Kinerja *High Pressure Heater* perlu dijaga untuk tetap menghasilkan kerja sesuai yang diinginkan. Tipe pemanas ini adalah *shell and tube heat exchanger*.

*High Pressure Heater* mendapatkan uap dari ekstraksi turbin sehingga suhu yang di dapatkan masih sangat tinggi. Air kondensasi dari uap pemanas HPH selanjutnya di alirkan ke *economizer* untuk dipanaskan lebih lanjut. Jumlah pemanas air (*heater*) yang digunakan pada satu unit pembangkit harus memperhitungkan keuntungan dan kerugian yang didapatkan. Adapun tujuan dari menaikkan temperatur air pengisi adalah:

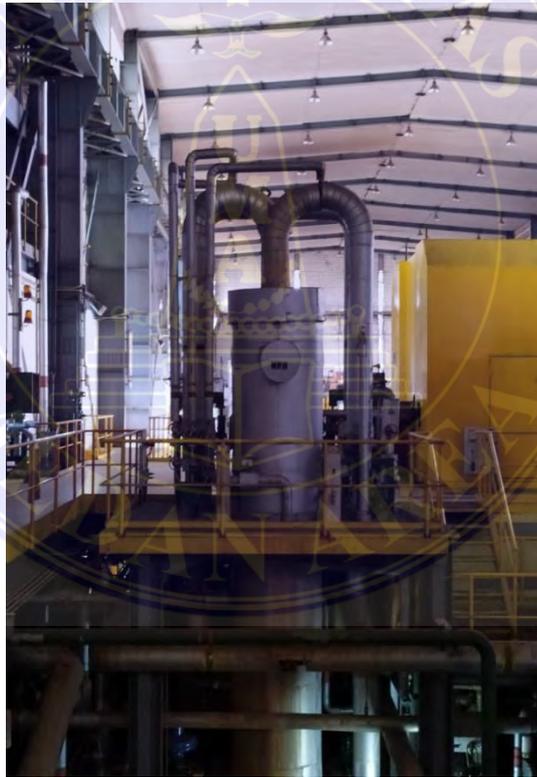
1. Mencegah *thermal stress*
2. Mengurangi kerja *boiler* dan menaikkan efisiensi *boiler*

Tujuan meningkatkan kemurnian air pengisi adalah untuk mencegah deposit kerak dan korosif pada pipa-pipa boiler dan kerusakan pada sudu turbin.

Tujuan menaikkan tekanan air pengisi adalah:

1. Mencegah air pengisi yang menuju *boiler* berubah menjadi uap
2. Air pengisi dapat masuk ke *boiler drum* ( mengatasi tekanan dalam *boiler drum* sehingga air dapat mengalir)

Pada *High Pressure Heater*, terdapat katup *bypass* yang berfungsi sebagai alat bantu untuk mengalirkan air pengisi pada saat HPH mengalami gangguan. Katup *bypass* hanya digunakan pada saat *emergency* karena penggunaan katup *bypass* secara terus menerus dapat mengurangi efisiensi turbin.



Gambar 2.1 *High Pressure Heater* unit pembangkit Belawan

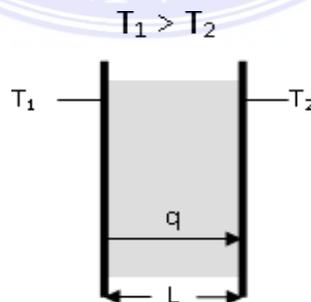
### 2.1.1. Perpindahan Panas

Perpindahan panas dapat didefinisikan sebagai berpindahnya energi dari suatu daerah ke daerah yang lain akibat dari beda suhu antara daerah-daerah tersebut.[10] Perpindahan kalor tidak akan terjadi pada sistem yang memiliki temperatur sama. Perbedaan temperatur menjadi daya penggerak untuk terjadinya perpindahan kalor. Sama dengan perbedaan tegangan sebagai penggerak arus listrik. Proses perpindahan kalor terjadi dari suatu sistem yang memiliki temperatur yang lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah.

Keseimbangan pada masing- masing sistem terjadi ketika sistem memiliki temperatur yang sama. Perpindahan kalor dapat berlangsung dengan 3 cara, yaitu:

1. Perpindahan kalor konduksi

Perpindahan kalor konduksi adalah proses dengan mana panas mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke arah yang bersuhu rendah di dalam satu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung.[4] Perpindahan kalor konduksi di tunjukkan pada gambar 2.1.



Gambar 2.2 Perpindahan kalor konduksi [4]

Persamaan perpindahan kalor suatu media dengan cara konduksi satu dimensi, *steady state* dinyatakan dengan Hukum *Fourier* [5] yaitu:

$$q = -K \cdot A \frac{\delta T}{\delta x} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana:

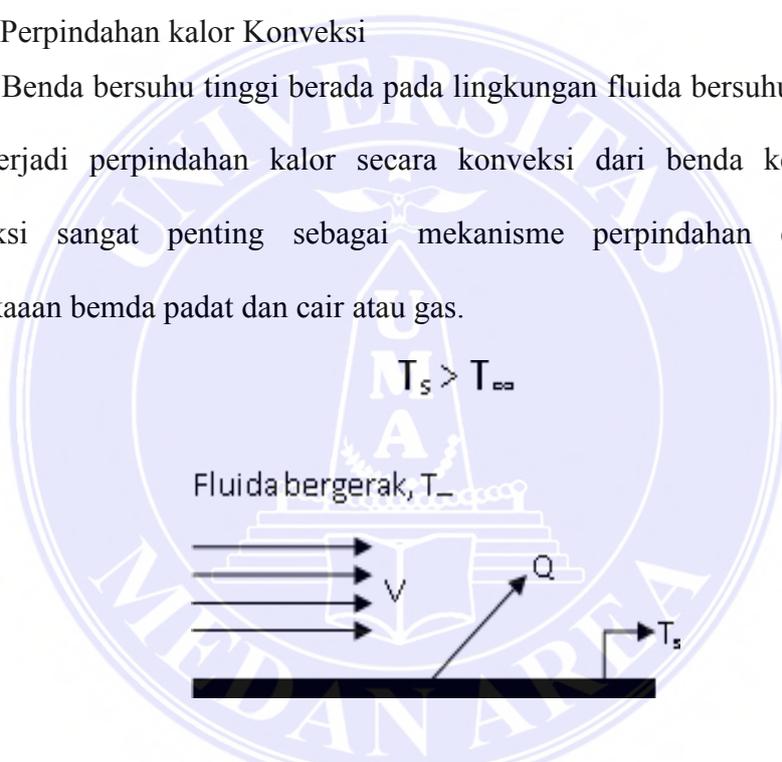
K = Konduktivitas termal bahan (W/m °C)

A = Luas penampang perpindahan kalor (m<sup>2</sup>)

$\frac{\delta T}{\delta x}$  = Gradien suhu pada penampang (°C/m)

2. Perpindahan kalor Konveksi

Benda bersuhu tinggi berada pada lingkungan fluida bersuhu rendah maka akan terjadi perpindahan kalor secara konveksi dari benda ke lingkungan. Konveksi sangat penting sebagai mekanisme perpindahan energi antara permukaan benda padat dan cair atau gas.



Gambar 2.3 Perpindahan Kalor Konveksi [4]

Perpindahan suatu kalor konveksi dinyatakan dengan Hukum [5] yaitu:

$$q = h \cdot A(T_s - T_{\infty}) \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana:

h = koefisien perpindahan kalor konveksi (W/m °C) A

A = luas penampang perpindahan kalor (m<sup>2</sup>)

$T_s$  = temperatur permukaan ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{\infty}$  = temperatur fluida ( $^{\circ}\text{C}$ )

Bedasarkan penyebab terjadinya, perpindahan kalor konveksi dapat diklarifikasikan menjadi dua, yaitu:

a. Konveksi bebas atau alami (*free convection/ natural convection*)

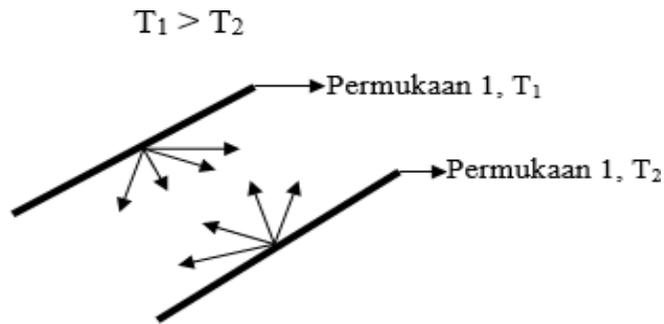
Konveksi ini terjadi karena adanya perbedaan kerapatan fluida yang disebabkan oleh perbedaan temperatur.

b. Konveksi paksa (*forced convection*)

Konveksi paksa terjadi karena adanya gerakan pertukaran temperatur yang disebabkan pengaruh mekanis (energi dari luar) seperti kompresor, blower, pompa.

3. Perpindahan kalor Radiasi

Jika suatu benda ditempatkan di dalam sebuah pengurung (wadah yang mengurungnya), dan suhu dinding-dinding pengurung lebih rendah daripada suhu benda, maka suhu benda tersebut akan turun sekalipun ruang di dalam kurungan tersebut hampa. Proses dengan nama perpindahan panas suatu benda terjadi berdasarkan suhunya, tanpa bantuan suatu zat-antara (medium) yang campur tangan disebut radiasi.[10] Mekanisme perpindahan kalornya adalah dengan pancaran atau gelombang elektromagnetik seperti digambarkan pada gambar 2.3.



Gambar 2.4 Perpindahan kalor Radiasi [4]

Perpindahan kalor radiasi dinyatakan dengan Hukum *Stefan Boltzman* [5] ditunjukkan pada persamaan 2.3.

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A(T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana:

$\varepsilon$  = Emisivitas,  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  ( $\varepsilon = 1$  untuk benda hitam sempurna)

$\sigma$  = Konstanta Stefan Boltsman ( $5,669 \times 10^{-8} \text{W/m}^2\text{K}$ )

$T_1$  = Temperatur permukaan benda 1 (K)

$T_2$  = Temperatur permukaan benda 2 (K)

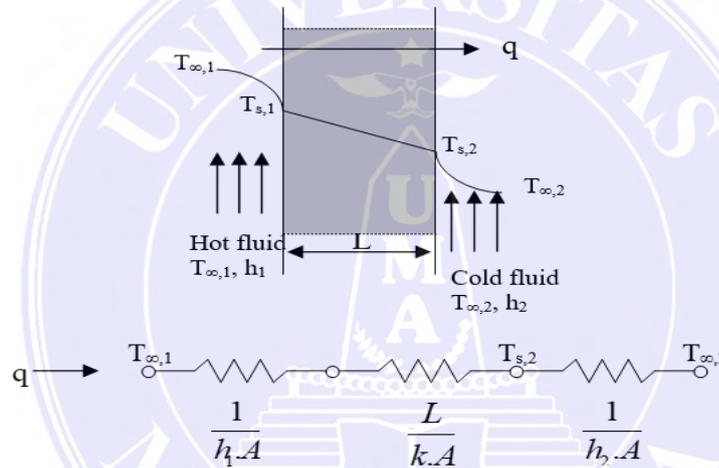
$A$  = Luas perpindahan panas  $\text{m}^2$

Perpindahan kalor yang terjadi pada sebuah alat kalor meliputi konveksi pada tiap fluida dan aliran konduksi pada dinding pemisah antar dua fluida tersebut. Sedangkan perpindahan kalor secara radiasi diabaikan karena tidak ada pengaruh yang signifikan. Dalam menganalisis alat penukar kalor diperlukan koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ ) yang mengganti koefisien konveksi dan koefisien konduksi untuk menghitung catu kalor ( $Q$ ) yang terjadi.

**2.1.2. Perpindahan Kalor Konduksi (Stedi Satu Dimensi)**

**1. Dinding Datar**

Pada kondisi riil, konduksi pada dinding datar yang dapat dipandang sebagai konduksi satu dimensi tidak pernah ada, akan tetapi konduksi yang terjadi pada dinding dinding tipis dan memiliki luas yang cukup, atau dinding yang memiliki isolasi yang baik di keempat sisinya, dapat dipandang sebagai konduksi pada dinding datar satu dimensi. Gambar 2.5 menunjukkan dinding datar tebal L berada pada lingkungan fluida bergerak.



Gambar 2.5 Perpindahan panas pada dinding datar [4]

Persamaan perpindahan panas melalui dinding ditentukan dengan Hukum *Fourier* [5] ditunjukkan pada persamaan 2.4.

$$q_{(x)} = -KA \frac{dT}{dx} = \frac{KA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots \dots \dots (2.4)$$

Bahan dengan harga k yang kecil bersifat isolator, sedangkan bahan dengan harga k yang besar bersifat konduktor.

Tahanan termal ditentukan berdasarkan persamaan 2.5 [5]

$$R_{t,kond} = \frac{L}{kA} \dots \dots \dots (2.5)$$

Apabila peninjauan mencakup sistem konveksi maka tahanan termal konveksi dapat ditentukan berdasarkan persamaan 2.6 [5]

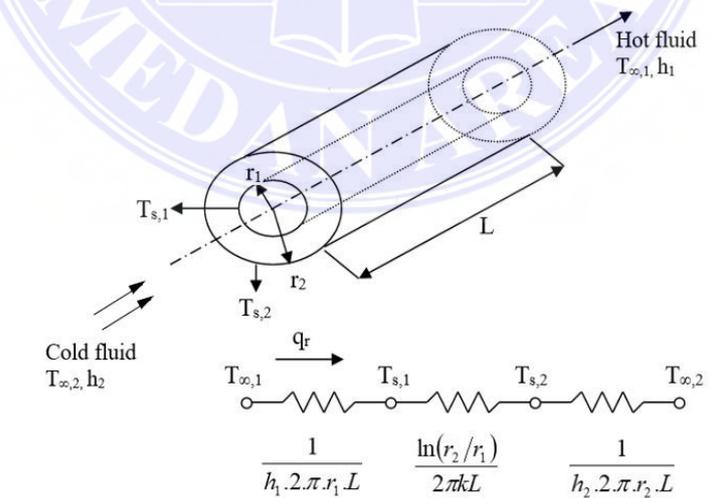
$$R_{t,konv} = \frac{1}{hA} \dots \dots \dots (2.6)$$

Maka laju perpindahan kalor menjadi :

$$q(x) = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{total}} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} + \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\frac{L}{kA}} + \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\left(\frac{1}{h_2 A}\right)} \dots \dots \dots (2.7)$$

## 2. Silinder

Sebuah silinder berlubang dengan jari-jari dalam  $r_1$  dan jari-jari luar  $r_2$  yang panjangnya  $L$  memiliki konduktivitas termal  $k$ . Temperatur permukaan dalam dan luar dijaga konstan pada  $T_{s,1}$  dan  $T_{s,2}$  dengan  $T_{s,1} > T_{s,2}$  di tunjukkan pada gambar 2.5. Aliran panas yang terjadi dalam arah radial dan koordinat yang diperlukan dalam menyatakan sistem adalah  $r$ . Luas permukaan aliran dalam sistem silindris adalah  $A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$  sehingga laju perpindahan kalor dapat ditentukan.



Gambar 2.6 Perpindahan panas melalui silinder berlubang [4]

Berdasarkan penjabaran di atas, besar laju perpindahan kalor dapat ditentukan menggunakan persamaan Hukum *Fourier* [5] dan hanya ditinjau dengan sistem konduksi:

$$q(x) = \frac{2\pi kL(T_{s,1}-T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana tahanan termal untuk kasus silinder berlubang adalah :

$$R_{t,kond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} \dots\dots\dots(2.9)$$

Apabila analisis melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka:

$$q(r) = \frac{2\pi kL(T_{\infty,1}-T_{\infty,2})}{\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2 r_2}} \dots\dots\dots(2.10)$$

## 2.2. Alat Penukar Kalor

Alat penukar panas (*heat exchanger*) adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua buah fluida atau lebih yang memiliki perbedaan temperatur yaitu fluida yang bertemperatur tinggi ke fluida yang bertemperatur rendah. Perpindahan panas tersebut baik secara langsung maupun secara tidak langsung. Pada kebanyakan sistem kedua fluida ini tidak mengalami kontak langsung. Kontak langsung alat penukar kalor terjadi sebagai contoh pada gas kalor yang terfluidasasi dalam cairan dingin untuk meningkatkan temperatur cairan atau mendinginkan gas. Alat penukar panas banyak digunakan pada berbagai instalasi industri, antara lain: *reboiler*, *condensor*, *cooler*, *heater* dan *vaporizer*.

a) *Reboiler* yang berfungsi menguapkan kembali hasil bawah (*bottom*).

Serta menguapkan sebagian cairan yang akan diproses.

- b) *Condensor* berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa uap menjadi fasa cair dengan medium pendingin berupa air atau *refrigerant*.
- c) *Cooler* berfungsi sebagai pendingin fluida, medium utama yang digunakan adalah air.
- d) *Heater* berfungsi dalam proses pemanasan fluida, biasanya menggunakan pemanas berupa uap.
- e) *Vaporizer* berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa cair menjadi fasa uap dengan medium pemanas berupa uap.

### 2.2.1. Tipe-Tipe Alat Penukar Kalor

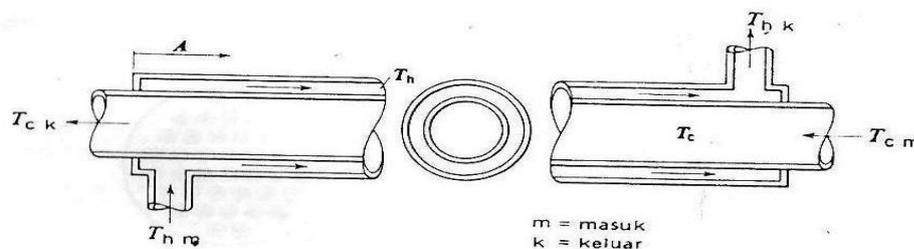
*Alat penukar kalor dibedakan menjadi beberapa tipe, yaitu didasarkan pada kegunaan dan fungsi masing-masing. Pemilihan tipe yang sesuai dengan prinsip perpindahan kalor akan menjadikan penukar kalor tersebut efektif dalam operasinya.* Alat penukar kalor secara umum dibagi menjadi tiga:

#### 1. *Recuperative Heat Exchanger*

*Merupakan jenis heat exchanger dengan dinding pemisah yang tidak bergerak. Recuperative dibedakan menjadi tiga, yaitu:*

- a. *Coaxial tube heat exchanger*

Tipe ini merupakan penukar kalor sederhana yang terdiri atas dua lingkaran pipa dengan diameter berbeda seperti terlihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Diagram penukar kalor sederhana [5]

Salah satu fluidanya mengalir melalui pipa yang lebih kecil sedangkan fluida lainnya mengalir melalui ruang anular antara dua pipa. Ada dua tipe aliran yang mungkin terjadi pada alat penukar kalor pipa ganda:

- *Parallel Flow* (PF)

Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang sama.

- *Counter Flow* (CF)

Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang berlawanan.

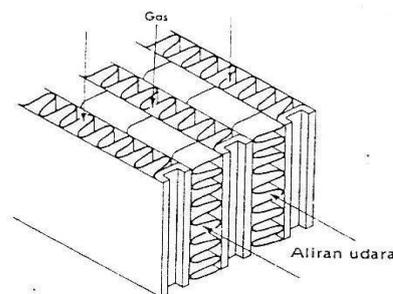
b. *Cross flow heat exchanger*

Penukar kalor bertipe aliran melintang (*cross flow*) yaitu bila kedua fluida yang mengalir sepanjang permukaan perpindahan kalor bergerak dalam arah saling tegak lurus. Terdapat dua jenis *cross flow*, yaitu:

- Aliran tak bercampur (*unmixed flow*):

Masing-masing fluida tak bercampur saat melintas melalui penukar kalor, sehingga temperatur fluida-fluida yang meninggalkan penampang pemanas tidak seragam, pada satu sisi lebih panas dari pada sisi lainnya.

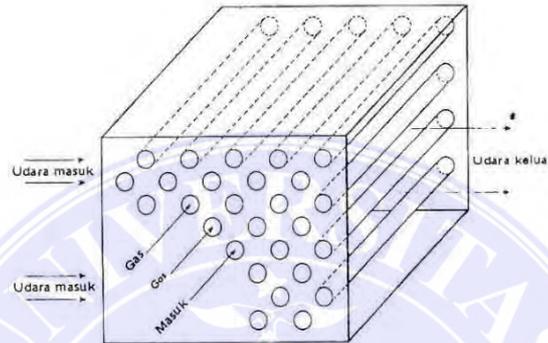
Aliran tak bercampur di tunjukkan seperti pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur [5]

- Aliran bercampur (*mixed flow*)

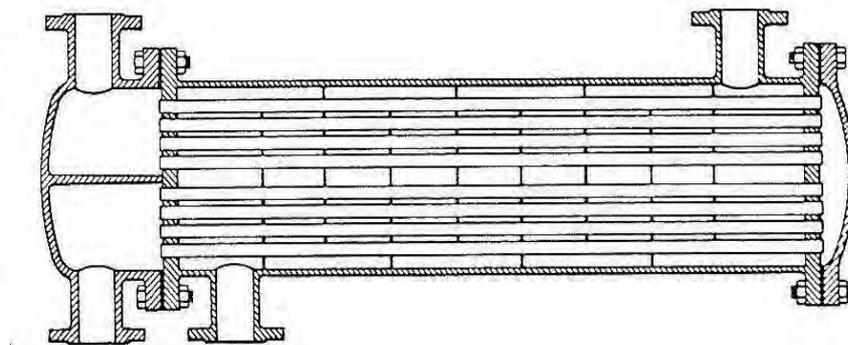
Salah satu fluida tak bercampur sedangkan fluida lainnya bercampur sempurna saat melintas melalui penukar kalor. Temperatur aliran bercampur akan seragam pada setiap penampang dan hanya berbeda- beda dalam arah aliran.



Gambar 2.9 Pemanas udara aliran lintang yang melukiskan aliran lintang dengan satu fluidanya barcampur dan fluida lainnya tak bercampur [5]

### c. *Multi pass shell and tube*

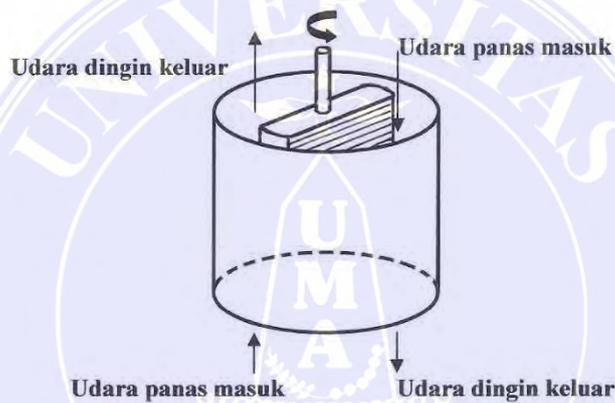
Guna menaikkan luas permukaan perpindahan kalor efektif, kebanyakan penukar kalor komersial menggunakan lebih dari satu lintas melalui pipa- pipa dan fluida yang mengalir diluar pipa-pipa di dalam cangkang diarahkan bolak-balik dengan sarana sekat-sekat (*baffles*). Penukar kalor tersebut digambarkan seperti gambar 2.10 di bawah ini.



Gambar 2.10 Penukar kalor *shell and tube* dengan sekat-sekat *baffles* [4]

## 2. *Regenerative Heat Exchanger*

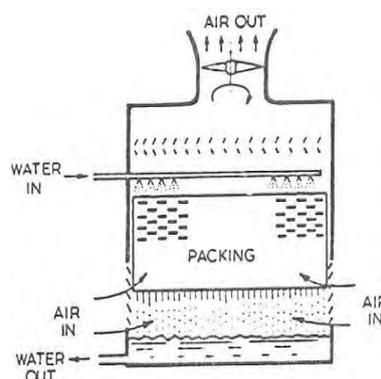
Pada jenis ini dinding pemisah dapat berputar dalam periode waktu tertentu. Seperti pada gambar 2.11, satu sisi dari dinding pemisah berhubungan dengan fluida panas sedang sisi yang lain dengan fluida dingin. Perpindahan kalor terjadi setelah dinding pemisah diputar. Jenis *regenerative* ini di antaranya digunakan dalam *air heater* pada *boiler*.



Gambar 2.11 *Regenerative heat exchanger* [5]

## 3. *Direct Contact Heat Exchanger*

Yaitu proses pertukaran kalor antara dua fluida dengan kontak langsung sehingga dominasi perpindahan masa terjadi pada pertukaran kalornya. Proses seperti ini misalnya terjadi pada *Cooling Tower* seperti pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 *Cooling Tower* [5]

Prinsip kerja *Cooling Tower* adalah mendinginkan air dengan memasukan air bertemperatur tinggi dari bagian atas kemudian air tersebut disemprotkan di dalam menara, air jatuh melewati plat-plat penghalang hingga sampai ke bawah (tempat penampungan). Dari penampungan diperoleh air dengan temperatur yang lebih rendah dari air masukan. Dengan cara itu terjadi proses perpindahan kalor secara langsung yang disebabkan oleh gesekan antara udara dengan butiran-butiran air. Udara panas dan uap air akibat proses itu ditarik keluar oleh kipas/*fan*.

### 2.2.2. Klasifikasi Alat Penukar Kalor Berdasarkan Aliran Fluida

Pada alat penukar kalor terdapat beberapa jenis aliran fluida yang terjadi dalam proses terjadinya. Aliran fluida didefinisikan sebagai jumlah berapa kali aliran fluida mengalir sepanjang alat penukar kalor sejak saat masuk hingga meninggalkannya serta jenis arah aliran fluidanya. Berdasarkan jumlah laluan fluida yang dilakukan melalui alat penukar kalor dibedakan menjadi aliran sederhana dan aliran kompleks.

#### 1. Aliran Sederhana

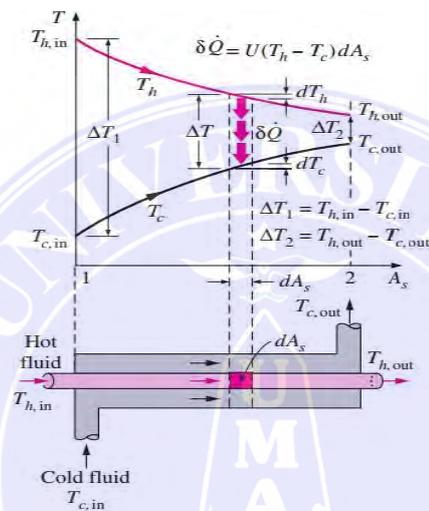
Pada alat penukar kalor jenis ini, tipe aliran fluida dibedakan menjadi dua macam, yaitu:

##### a. Penukar Panas Tipe Aliran Sejajar (*Parallel Flow*)

Alat penukar kalor tipe sejajar, memiliki arah aliran dari dua fluida yang bergerak secara sejajar. Kedua fluida masuk dan keluar sisi penukar panas yang sama. Temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi

dibanding temperatur fluida yang menerima sejak memasuki alat penukar kalor hingga keluar.

Temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperatur fluida yang memberikan kalor. Profil temperatur alat penukar panas aliran sejajar di tunjukkan pada gambar 2.13



Gambar 2.13 Alat penukar kalor parallel flow dan analogi temperatur [6]

Perpindahan panas dapat ditentukan dengan menggunakan hukum Newton tentang pendinginan yang menghubungkan  $Q$  dengan  $\Delta T$  [6] yaitu:

$$Q = UxAx\Delta T \dots\dots\dots(2.11)$$

Berdasarkan asumsi di bawah ini dapat dibuktikan bahwa harga beda temperatur ( $\Delta T$ ) dalam persamaan 2.11 adalah beda temperatur rata-rata logaritmik. Asumsi yang dimaksud sebagai berikut:

- 1) Harga  $U$  konstan pada seluruh panjang pipa.
- 2) Laju aliran fluida konstan, memenuhi ketentuan aliran tunak.
- 3) Kerugian kalor diabaikan.

- 4) Kalor jenis ( $C_p$ ) dianggap konstan.
- 5) Konduksi aksial memanjang pipa diabaikan.

Jika ketentuan di atas terpenuhi, maka persamaan berubah menjadi:

$$Q = U \times A \times LMTD \dots\dots\dots(2.12)$$

Berdasar jenis aliran yang terjadi pada aliran sejajar (*Paralel Flow*), maka persamaan LMTD di tunjukkan persamaan 2.13 [6]

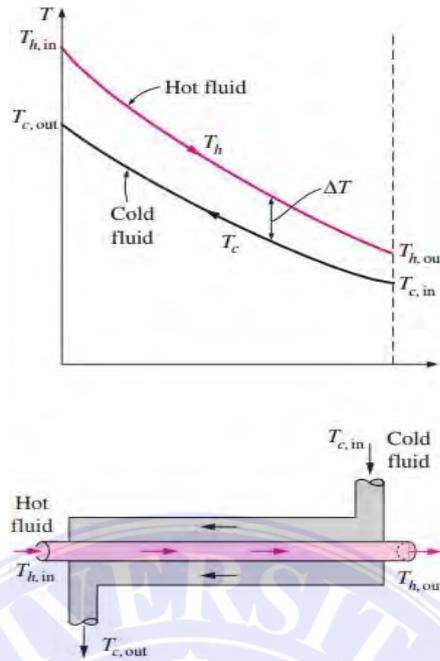
$$LMTD_{PF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln\left(\frac{(T_{h,in} - T_{c,in})}{(T_{h,out} - T_{c,out})}\right)} \dots\dots\dots(2.13)$$

Maka persamaan nilai catu kalor ( $Q$ ) *parallel flow* [6] adalah:

$$Q = U \times A \times LMTD_{PF} \dots\dots\dots(2.14)$$

b. Penukar Panas Tipe Aliran Berlawanan (*Counter Flow*)

Penukar Panas Tipe Aliran Berlawanan (*Counter Flow*) yaitu bila kedua fluida mengalir dengan arah yang saling berlawanan dan keluar pada sisi yang berlawanan. Pada tipe ini masih mungkin terjadi bahwa temperatur fluida yang menerima panas (temperatur fluida dingin) saat keluar penukar kalor lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang memberikan kalor (temperatur fluida panas) saat meninggalkan penukar kalor. Profil temperatur alat penukar panas aliran berlawanan di tunjukkan pada gambar 2.14



Gambar 2.14 Alat penukar kalor aliran *counter flow* dan analogi temperatur [6]

Berdasarkan persamaan 2.15 [6] dengan aliran yang berkerja pada aliran berlawanan (*counter flow*), maka nilai LMTD di tunjukkan gambar 2.13 adalah:

$$\Delta T_{LMTD_{CF}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} \dots\dots\dots(2.15)$$

Maka persamaan nilai catu kalor (Q) *conter flow* adalah:

$$Q = U \times A \times LMTD_{CF} \dots\dots\dots(2.16)$$

## 2. Aliran Kompleks

Pada alat penukar panas aliran kompleks, terbagi menjadi beberapa tipe sesuai dengan arah aliran kedua fluida yang saling bertukaran energinya, antara lain:

- a. Tipe gabungan antara aliran berlawanan dan bersilangan.

- b. Tipe gabungan antara aliran sejajar dan bersilangan.
- c. Tipe gabungan antara aliran sejajar, berlawanan, dan bersilangan.
- d. Tipe aliran fluida terbagi dan tercampur.

Pada penukar panas tipe ini aliran lebih kompleks baik jumlah dan arahnya, maka harga LMTD harus dikoreksi menggunakan faktor koreksi (F) dan LMTD dihitung berdasarkan aliran berlawanan arah (*counter flow*).

Sebagai contoh sesuai kasus yang diamati yaitu penukar kalor *multipass* dan *cross-flow* untuk penukar kalor *shell and tube* dengan satu *shell pass* dan dua atau kelipatannya *tube pass*, beda temperatur logaritmik didapat dengan mengalikan faktor koreksi (F), sehingga menjadi:

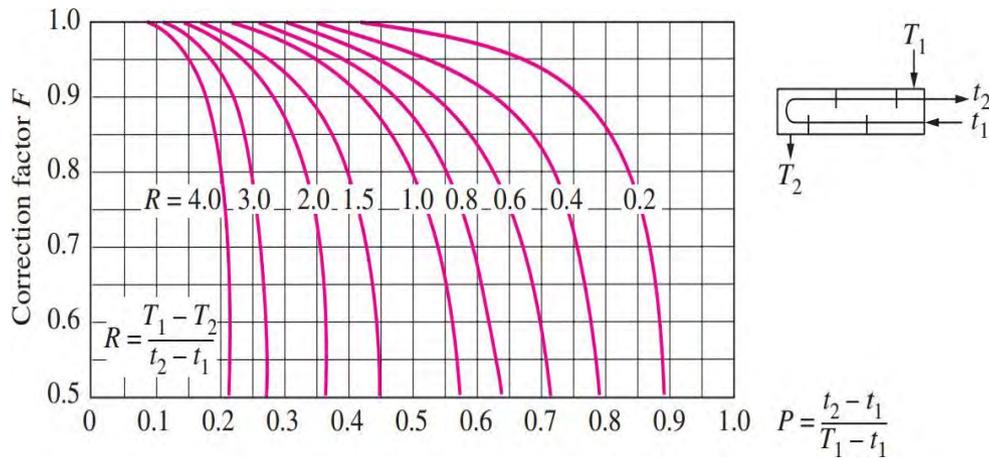
$$LMTD = F \cdot LMTD_{CF} \dots\dots\dots(2.17)$$

Harga faktor koreksi (F) besarnya tergantung pada tipe penukar kalor, temperatur fluida masuk dengan temperatur keluar fluida, F merupakan fungsi dari:

$$P = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$R = \frac{T_o - T_i}{t_i - t_i} \dots\dots\dots(2.19)$$

Setelah harga R dan P didapat maka harga F dapat ditentukan dengan menggunakan grafik faktor koreksi sesuai gambar 2.15 untuk alat penukar kalor *shell and tube* dengan satu *shell pass* dan dua atau kelipatannya *tube pass*



Gambar 2.15 Grafik faktor koreksi (F) untuk 1 *shell pass* dan 2 atau kelipatan *tube pass* [6]

Perhatikan bahwa nilai P berkisar dari 0 sampai 1, sedangkan nilai R berkisar 0 sampai  $\infty$ . Nilai  $R = \infty$  berkaitan dengan adanya perubahan fasa (kondensasi atau evaporasi) fluida didalam *shell*. Faktor koreksi (F) = 1 jika kedua fluida berada pada perubahan fasa.

Setelah nilai faktor koreksi diketahui, maka dapat ditentukan persamaan catu kalor (Q) yang terjadi pada aliran kompleks [6] :

$$Q = U \times A \times F \times LMTD_{CF} \dots\dots\dots(2.20)$$

Untuk menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)

$$U = \frac{Q}{A.F.\Delta T LMTD} \dots\dots\dots(2.21)$$

### 2.3. Deskripsi High Pessure Heater

*High Pessure Heater* merupakan Heat exchanger dengan jenis shell and tube heat exchanger tipe U- tube.[8] Berdasarkan konstruksinya HPH bertipe BEU dipilih karena kemampuannya menangani tekanan tinggi dan menyediakan perpindahan panas yang luas. Pada HPH uap ekstraksi turbin sebagai fluida panas

mengalir di bagian *shell*, sedangkan air umpan sebagai fluida dingin mengalir pada bagian *tube*.

Pada PLTU dipakai jenis *three zone heater*. Terdapat tiga zona perpindahan panas yang terjadi didalam HPH berdasarkan fasa uap ekstraksi, yaitu *subcooling zone*, *condensing zone*, dan *desuperheating zone*. Masing-masing zona pada HPH dipisahkan oleh pelat *baffle*. Uap ekstraksi turbin berfasa *superheat* masuk ke dalam *shell* melalui *extraction steam inlet*, menuju area *desuperheating zone* dimana kalor sensibelnya akan diserap sehingga temperaturnya turun sampai mendekati jenuh. Uap ekstraksi jenuh diarahkan menuju area *condensing zone* melalui pelat *baffle* untuk diserap kalor latennya sehingga terkondensasi menjadi cair (disebut *drain*) dan ditampung di dasar *shell*. Akibat perbedaan tekanan, *drain* akan terhisap masuk memenuhi area *subcooling zone* dimana sebagian kalornya diserap sehingga temperatur turun.

### 2.3.1. Analisis Perpindahan Kalor Pada *High Pressure Heater*

Proses perencanaan *heat exchanger* dimaksudkan untuk memindahkan beban kalor yang ada melalui luas perpindahan kalor yang dibutuhkan. Dalam hal ini terdapat dua modus yang dapat dilakukan dalam menganalisis perpindahan kalor yaitu modus desain dan modus simulasi.

#### 1. Modus Desain

Dalam modus desain data yang dicari adalah luas permukaan alat penukar kalor dengan laju perpindahan kalor telah diketahui. Persamaan yang digunakan pada modus desain di tunjukkan sesuai persamaan 2.22 [6]

$$A = \frac{Q}{U \times F \times LMTD} \dots \dots \dots (2.22)$$

Dengan:

A = Luasan bidang perpindahan kalor ( $m^2$ )

Q = Laju perpindahan kalor (kW)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $kW/ m^2 \text{ } ^\circ C$ )

F = Faktor koreksi LMTD

LMTD = Beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^\circ C$ )

## 2. Modus Simulasi

Pada modus simulasi ini data yang diketahui adalah luas permukaan alat penukar kalor sedangkan laju perpindahan kalor dicari. Persamaan yang digunakan pada modus simulasi di tunjukkan sesuai persamaan 2.23 [6]

$$Q = U \times A \times F \times LMTD \dots\dots\dots(2.23)$$

Dengan:

Q = Laju perpindahan kalor (kW)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $kW/ m^2 \text{ } ^\circ C$ )

A = Luasan bidang perpindahan kalor ( $m^2$ )

F = Faktor koreksi LMTD

LMTD = Beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^\circ C$ )

Nilai luasan bidang perpindahan kalor (A) di tunjukkan sesuai persamaan 2.24 [6]

$$A = N \times \pi \times L \times OD_{Tube} \dots\dots\dots(2.24)$$

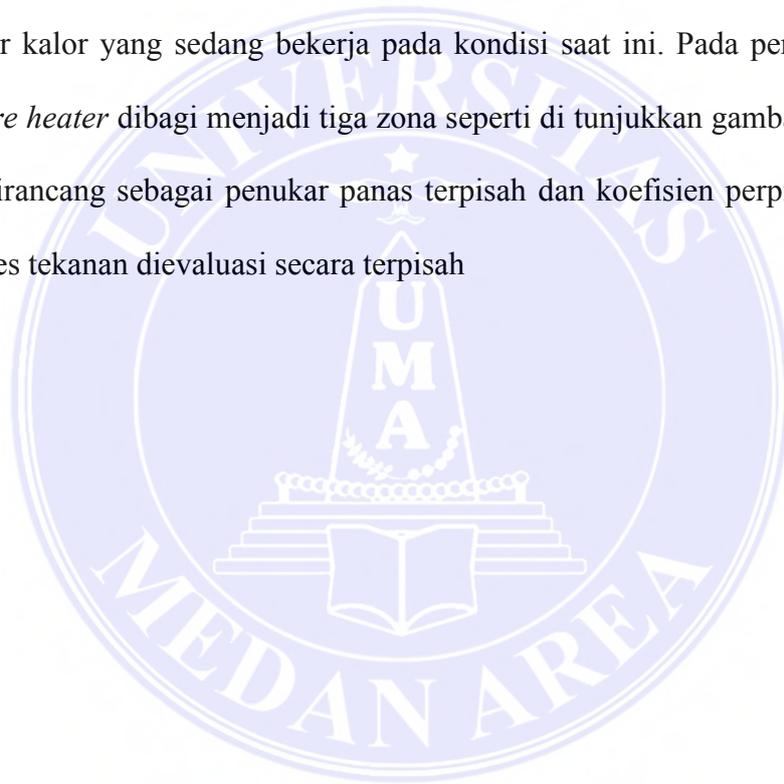
Dengan:

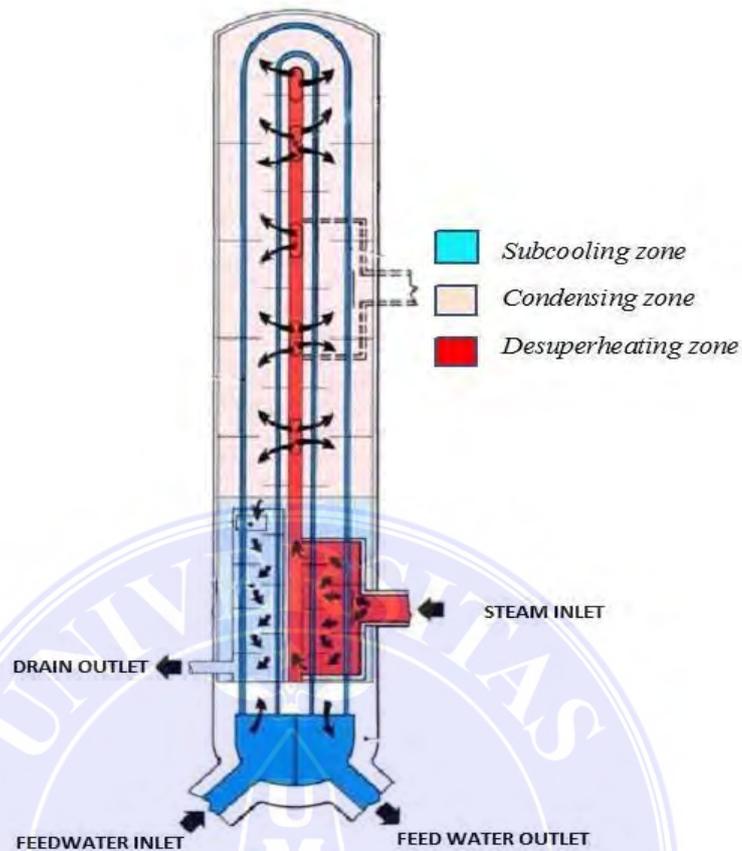
$N$  = Jumlah *tube*

$L$  = Panjang *tube* (m)

$OD_{Tube}$  = Diameter luar *tube* (m)

Perhitungan-perhitungan yang dilakukan pada alat penukar kalor tidak lain adalah untuk mengevaluasi seberapa besar performa atau unjuk kerja dari alat penukar kalor yang sedang bekerja pada kondisi saat ini. Pada perhitungan *high pressure heater* dibagi menjadi tiga zona seperti di tunjukkan gambar 2.16. Setiap zona dirancang sebagai penukar panas terpisah dan koefisien perpindahan panas dan tetes tekanan dievaluasi secara terpisah





Gambar 2.16 Zona perpindahan panas pada *high pressure heater vertical*

1. *Subcooling zone*

*Subcooling zone* atau zona *steam* yang sudah mengalami kondensasi akan keluar dari *heater* dan memanaskan *feedwater* yang pertama masuk kedalam *heater*.

2. *Condensing zone*

*Condensing zone* merupakan tempat dimana *steam* mengalami proses kondensasi oleh *feedwater*.

3. *Desuperheating zone*

*Desuperheating zone* adalah zona dimana *steam* pertama kali masuk kedalam *heater* dan memindahkan panasnya ke air umpan (*feedwater*).

Dalam melakukan analisis pada *high pressure heater* terdapat beberapa faktor yang dapat mempengaruhi kinerja, di antaranya adalah sebagai berikut:

1. Diameter pipa, ketebalan dinding pipa, panjang pipa, material pipa, dan pengaturannya.
2. Keberadaan *non-condensable gas* pada sisi uap ekstraksi.
3. Kebersihan pipa.
4. Tekanan dan temperatur awal uap ekstraksi.
5. Temperatur awal, tekanan awal, dan laju alir air umpan.
6. Level *drain up* ekstraksi
7. Entalpi dan laju aliran *drain* uap ekstraksi.
8. Konfigurasi aliran air umpan.

Seperti alat penukar kalor pada umumnya, *high pressure heater* dapat diukur kinerjanya dengan berbagai indikator. Indikator yang dipakai adalah laju perpindahan panas ( $Q$ ), laju aliran uap ekstraksi ( $\dot{m}h$ ), *effectiveness* ( $\epsilon$ ), dan koefisien perpindahan kalor keseluruhan ( $U$ ). Dalam menentukan nilai dari beberapa indikator di atas diperlukan data mengenai berbagai parameter, seperti tekanan, temperatur, dan laju aliran.

Laju perpindahan panas pada *high pressure heater* merupakan salah satu indikasi yang menunjukkan kinerja. Pada *high pressure heater* nilai laju perpindahan kalor dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan 2.25 atau menggunakan persamaan 2.25 [6]

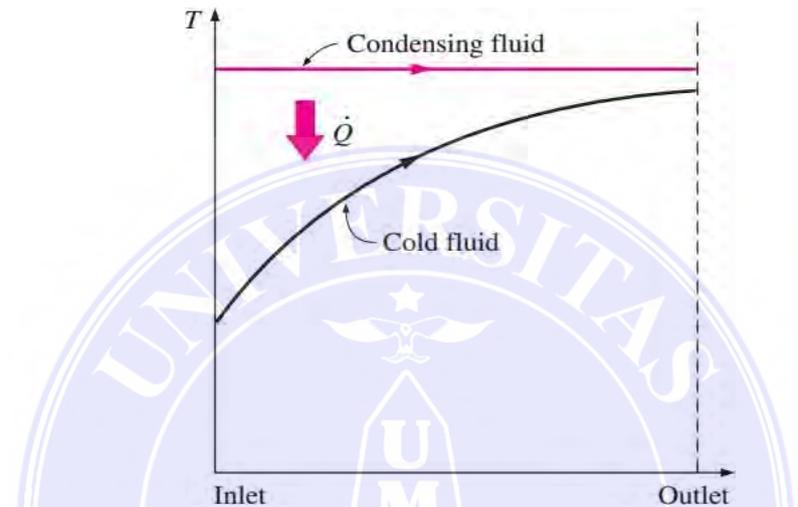
$$Q = \dot{m} \cdot \Delta h \dots \dots \dots (2.25)$$

Atau menggunakan persamaan 2.26 ketika salah satu fluida dalam penukar

kalor mengalami perubahan fasa [6]

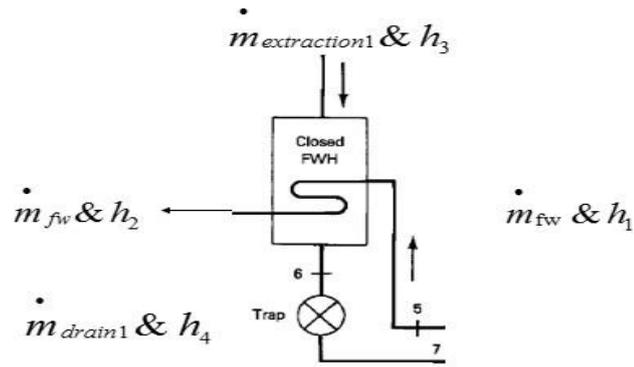
$$Q = \dot{m} \cdot h_{fg} \dots \dots \dots (2.26)$$

Suatu fluida akan melepaskan atau menyerap panas yang besar pada temperatur konstan selama proses perubahan fasa seperti di tunjukkan pada gambar 2.17



Gambar 2.17 Variasi temperatur fluida mengembun [6]

Selain menggunakan laju perpindahan panas, kinerja HPH dapat ditentukan dengan mengamati besar laju aliran uap ekstraksi. Semakin besar uap ekstraksi yang diperlukan, artinya pasokan uap untuk penggerak turbin berkurang sehingga dapat merugikan. Pada perhitungan kinerja HPH, segala kerugian diabaikan sehingga berlaku persamaan *heat balance*. Laju aliran uap ekstraksi dapat dihitung menggunakan persamaan *heat balance* (ASME PTC, 2000) pada persamaan 2.18



Gambar 2.18 Laju aliran uap ekstraksi dan laju aliran feedwater

$$Q_{air\ umpan} = Q_{uap\ ekstraksi}$$

$$\dot{m}_c \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_h \cdot (h_3 - h_4)$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_c(h_2 - h_1)}{h_3 - h_4} \dots\dots\dots(2.27)$$

Keterangan:

$\dot{m}_c$  : laju aliran air umpan (kg/s)

$\dot{m}_h$  : laju aliran uap ekstraksi (kg/s)

$h_1$  : entalpi air umpan masuk (kJ/kg)

$h_2$  : entalpi air umpan keluar (kJ/kg)

$h_3$  : entalpi uap ekstraksi masuk (kJ/kg)

$h_4$  : entalpi uap ekstraksi keluar (kJ/kg)

Dalam membandingkan nilai laju perpindahan kalor aktual dan laju perpindahan maksimal dibutuhkan nilai kapasitas kalor minimum ( $C_{min}$ ) dan kapasitas kalor maksimum ( $C_{max}$ ). Dalam menentukan  $C_{min}$  dan  $C_{max}$  dapat dihitung dengan nilai kapasitas kalor pada sisi air umpan ( $C_c$ ) dan sisi uap ekstraksi ( $C_h$ ).

$$C_c = \frac{\dot{m}_c(h_2-h_1)}{T_2-T_1} \dots\dots\dots(2.28)$$

$$C_h = \frac{\dot{m}_h(h_3-h_4)}{T_3-T_4} \dots\dots\dots(2.29)$$

Setelah nilai  $C_c$  dan  $C_h$  diketahui lalu dibandingkan, yang lebih besar ditentukan sebagai  $C_{max}$  dan yang lebih kecil ditentukan sebagai  $C_{min}$ .

Indikator lain yang dapat melihat kinerja HPH adalah *effectiveness* ( $\epsilon$ ). *Effectiveness* merupakan angka yang menunjukkan perbandingan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi. Nilai *effectiveness* berkisar antara nol dan satu, semakin mendekati satu maka kinerja HPH semakin baik dan sebaliknya. Persamaan untuk menentukan nilai *effectiveness* ditunjukkan pada persamaan 2.30 [6]

$$\epsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}} \dots\dots\dots(2.30)$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ ) menunjukkan kemampuan HPH dalam memindahkan sejumlah kalor dalam tiap satuan luas, tiap satuan perbedaan temperatur, dan tiap satuan waktu. Semakin besar nilai  $U$  maka semakin baik kinerja dari HPH dan sebaliknya. Dalam menentukan nilai  $U$  disajikan dalam persamaan 2.31 [6]

$$U = \frac{Q}{A.(F.LMTD)} \dots\dots\dots(2.31)$$

Keterangan:

- Q : Laju perpindahan kalor (kJ/s)
- A : Area perpindahan kalor (m<sup>2</sup>)
- F : Faktor koreksi

LMTD : *Log mean temperatur difference* (°C)

Nilai-nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh disajikan dalam tabel

2.1. perhatikan bahwa koefisien perpindahan panas menyeluruh berkisar dari 10 W/(m<sup>2</sup>.°C) untuk penukar kalor gas ke gas hingga 10.000 W/(m<sup>2</sup>.°C) untuk penukar kalor yang melibatkan perubahan fasa.

Besar kecilnya nilai perpindahan panas menyeluruh disebabkan oleh konduktivitas termal fluida dan koefisien perpindahan konveksi.

Tabel 2.1 Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh dalam penukar kalor

Type of heat exchanger	<i>U, W/m<sup>2</sup> . C</i>
Water to Water	850 - 1700
Water to oil	100 - 350
Water to gasoline or kerosene	300 - 1000
Feedwater heaters	1000 – 8500
Steam to light fuel oil	200 – 400
Steam condenser	1000 – 6000
Gas to gas	10 – 40
Water to air finned tubes (water in tubes)	30-60
Steam to air finned tubes (Steam in tubes)	400- 4000

Sumber : Cengel, 2007

NTU merupakan nilai yang penting dalam analisis alat penukar kalor.

Dalam menentukan nilai NTU dilakukan dengan persamaan 2.32 [6]

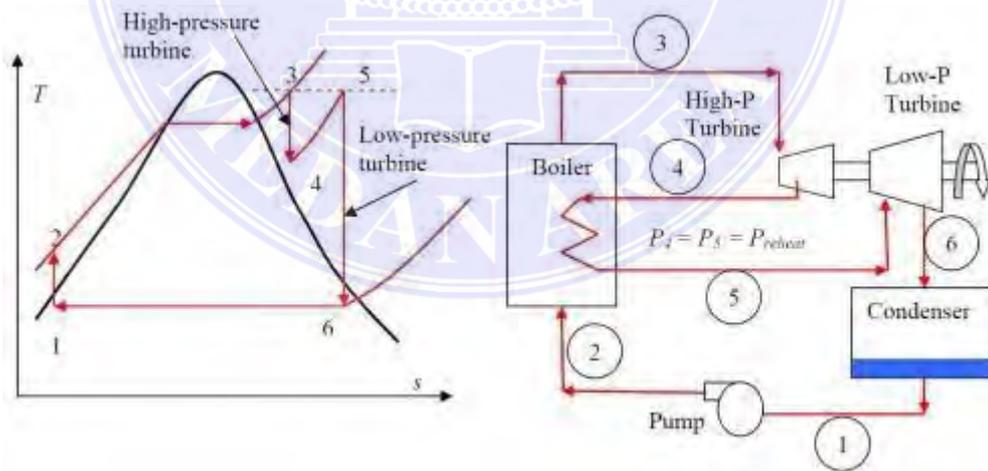
$$NTU = \frac{U.A}{C_{min}} \dots\dots\dots(2.32)$$

#### 2.4. Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) adalah salah satu jenis pembangkit listrik yang memanfaatkan uap sebagai penggerak turbin untuk memutar generator, sehingga menghasilkan listrik. Uap yang dihasilkan tersebut berasal dari pemanasan air dalam boiler, air yang digunakan dalam proses PLTU pada umumnya adalah air laut. Bahan bakar yang digunakan di PLTU dapat menggunakan bahan bakar padat (batubara), bahan bakar cair (minyak), ataupun bahan bakar gas.

PLTU menggunakan fluida kerja air dan uap dengan berdasarkan siklus Rankine. Siklus Rankine atau disebut juga sebagai siklus tenaga uap merupakan siklus teoritis yang mempergunakan uap sebagai fluida kerjanya.

Terdapat dua jenis siklus Rankine yang bekerja pada PLTU, yaitu siklus Rankine dengan *reheating* dan siklus Rankine Regeneratif. Gambar 2.19 menunjukkan siklus Rankine dengan *reheating*.

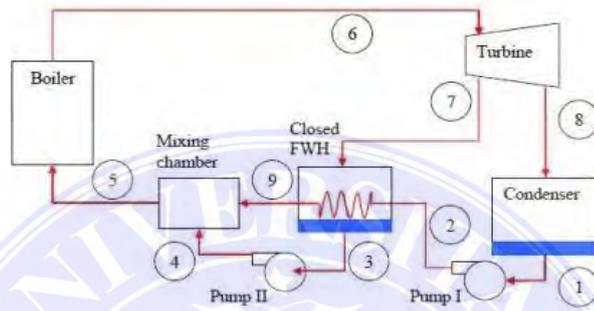
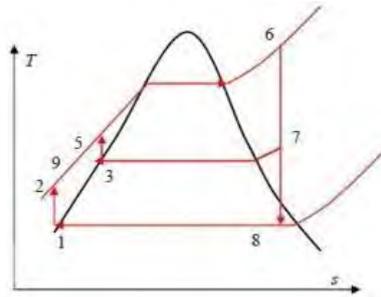


Gambar 2.19 Siklus Rankine dengan *reheating* [6]

Air yang telah dipanaskan di *boiler* dan menjadi uap akan menuju turbin sehingga memiliki temperatur ( $T$ ) dan entropi ( $s$ ) yang tinggi, proses tersebut terdapat pada proses 2 - 3. Uap yang berasal dari *boiler* tersebut akan digunakan

oleh turbin untuk memutar *generator* , poros antara turbin dan *generator* telah dipasangkan *couple* sehingga putaran turbin akan memutar *generator* untuk menghasilkan arus listrik. Siklus Rankine di atas menggunakan dua tingkat turbin yang memiliki tekanan yang berbeda. Tingkat pertama adalah *high pressure turbine* uap mengalami penurunan temperatur dan entropi yang masih cukup tinggi yang dapat dilihat pada proses 3 - 4, tingkat kedua adalah *low pressure turbine* uap mengalami peningkatan temperatur dan tekanan yang lebih rendah, tetapi nilai entropi semakin besar dan dapat dilihat pada proses 4 – 5. Uap yang telah terpakai akan memasuki kondensor yang kemudian didinginkan oleh air pendingin yang mengakibatkan turunnya temperatur air sehingga terjadi proses kondensasi, hal tersebut terjadi pada proses 5 – 6. Air hangat hasil kondensasi dipompa ke pemanas terlebih dahulu sebelum dikembalikan ke *boiler*, pada proses ini temperatur air tidak berubah tetapi entropinya yang berkurang hal ini terjadi pada proses 6 – 1. Air yang masuk ke *boiler* temperaturnya naik kembali pada proses 1 – 2.

Proses regenerasi pada PLTU disempurnakan dengan mengekstraksi uap pada turbin pada beberapa bagian dan mengalirkan uap tersebut pada suatu *heat exchanger* yang sedang melakukan proses pemanasan air (*feedwater*). *Heat Exchanger* ini dapat disebut dengan regenerator atau *feedwater heater* (FWH). Dalam hal ini FWH juga membantu mengembalikan udara ketika terjadi kebocoran pada kondensor. Gambar 2.20 menunjukkan siklus Rankine Regeneratif.



Gambar 2.20 Siklus Rankine Regeneratif [6]

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1. Data Spesifikasi *High Pressure Heater* Unit 4

Berdasarkan data commissioning yang diperoleh pada CCR PLTU Unit 4 melihat *load sheet* di tunjukkan tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Data Aktual HPH

Parameter / Item	Satuan	Data Aktual
<i>Load</i>	MW	45
<i>Feedwater T,in</i>	°C	175,5
<i>Feedwater T,out</i>	°C	209
<i>Feedwater flow</i>	Kg/s	64.28
<i>Feedwater pressure</i>	MPa	12,5
<i>Extraction steam T,in</i>	°C	320,6
<i>Drain heater T,out</i>	°C	208,9
<i>Extraction steam pressure</i>	MPa	2,0

Tabel 4. 2 Data Spesifikasi HPH

D luar tube	= 0,016 m
D dalam tube	= 0,0124 m
Panjang Tabung	= 9,265 m
Jumlah tube	= 210 buah
Luasan perpindahan panas total	= 201 m <sup>2</sup>
Luasan desuper heating zone	= 54,27 m <sup>2</sup>
Luasan condensing zone	= 116,58 m <sup>2</sup>
Luasan drain cooling zone	= 30,15 m <sup>2</sup>

## 4.2. Perhitungan Catu Kalor (Q) dan Efektivitas ( $\epsilon$ ) HPH

1. Mencari enthalpy spesifik sisi steam

Dalam perhitungan ini digunakan tabel uap dari buku *Fundamentals Engineering Thermodynamic 7th*.

- a. Sisi masuk *steam*

Harga enthalpy spesifik (h) dapat dicari menggunakan (Tabel A-4 terlampir)

$$P_h = 2,0 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 320,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tekanan yang diketahui berada 2,0 MPa sedangkan temperatur berada di antara 320°C dan 360 °C sehingga diperlukan interpolasi dalam mencari harga *enthalpy specific*.

Pada tekanan 2,0 MPa.

$$h_1 = \frac{(P - P')(h'' - h')}{(P'' - P')} + h'$$

$$h_1 = \frac{(320,6 - 320)(3159,3 - 3069,5)}{(360 - 320)} + 3069,5$$

$$h_1 = 3070,84 \text{ kJ/kg}$$

- b. Sisi keluar steam

Harga enthalpy specific (h) dapat dicari menggunakan (Tabel A-5 terlampir)

$$P_h = 2,0 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 208,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Mencari enthalpy spesifik sisi out drain (Tabel A-5 terlampir) Tekanan diketahui berada di 2,0 MPa sedangkan temperatur berada di antara 200 °C dan 210 °C sehingga diperlukan interpolasi dalam mencari harga enthalpy spesifik.

$$h_2 = \frac{(P - P')(h'' - h')}{(P'' - P')} + h'$$

$$h_2 = \frac{(208,9-210)(897,66-852,45)}{(210-200)} + 852,45 = 892,68 \text{ kJ/kg}$$

c. Mencari temperatur pengembunan ( $T_{sat}$ )

Harga  $T_{sat}$  dapat diketahui dengan melihat (Tabel A-3 terlampir)  $P_h = 2,0 \text{ MPa} = 20 \text{ bar}$ . Sehingga  $T_{sat} = 212,4 \text{ }^\circ\text{C}$

d. Mencari *enthalpy spesifik* pada  $T_{sat}$

Harga enthalpy spesifik fluida dicari menggunakan (Table A-2 terlampir).  $T_{sat} = 212,4 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Nilai  $T_{sat}$  berada di antara temperatur 210 °C dan 220 °C sehingga perlu dilakukan interpolasi. Pada kondisi ini nilai enthalpy spesifik yang dicari ada dua yaitu  $h_{sat,f}$  dan  $h_{sat,g}$ .

Mencari nilai  $h_{sat,f}$

$$h_{sat,f} = \frac{(T - T')(h_{sat,f'} - h_{sat,f''})}{(T'' - T')} + h_{sat,f''}$$

$$h_{sat,f} = \frac{(212,4 - 210)(934,62 - 897,7)}{(220 - 210)} + 897,7$$

$$= 908,72 \text{ kJ/kg}$$

Mencari nilai  $h_{sat,g}$

$$h_{sat,g} = \frac{(T - T')(h_{sat,f'} - h_{sat,f''})}{(T'' - T')} + h_{sat,f''}$$

$$h_{sat,g} = \frac{(212,4 - 210)(2802,1 - 2789,5)}{(220 - 210)} + 2789,5 = 2792,52 \text{ kJ/kg}$$

2. Mencari enthalpy spesifik sisi *feedwater* Dalam perhitungan ini digunakan tabel uap dari buku *Fundamentals Engineering Thermodynamic 7th*.

a. Sisi masuk *feedwater*

Harga *enthalpy specific* (h) dapat dicari menggunakan (Tabel A-5 terlampir)

$$P_c = 12,5 \text{ MPa}$$

$$T_A = 175,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tekanan diketahui berada di antara tekanan 10 MPa dan 15 MPa sedangkan temperatur berada di antara 140 °C dan 180 °C sehingga diperlukan interpolasi dalam mencari harga *enthalpy specific*.

Pada tekanan 10 MPa

$$h_{A'} = \frac{(T - T')(h'' - h')}{(T'' - T')} + h'$$

$$h_{A'} = \frac{(175,5 - 140)(767,84 - 595,42)}{(180 - 140)} + 595,42$$

$$= 784,44 \text{ kJ/kg}$$

Pada tekanan 15 MPa

$$h_A'' = \frac{(T - T')(h'' - h')}{(T'' - T')} + h'$$

$$h_A'' = \frac{(175,5 - 140)(770,50 - 598,72)}{(180 - 140)} + 598,72$$

$$= 751,17 \text{ kJ/kg}$$

dengan mengetahui harga enthalpy specific pada tiap tekanan maka harga *enthalpy specific* data *commissioning* adalah :

$$h_A = \frac{(P - P')(h'' - h')}{(P'' - T')} + h'$$

$$h_A = \frac{(12,5 - 10)(751,17 - 748,44)}{(180 - 140)} + 748,44$$

$$= 749,80 \text{ kJ/kg}$$

b. Sisi keluar *feedwater*

Harga *enthalpy specific* (h) dapat dicari menggunakan (Tabel A-5 terlampir)

$$P_c = 12,5 \text{ MPa}$$

$$T_D = 209 \text{ }^\circ\text{C}$$

Mencari *enthalpy specific* sisi *out drain* (Tabel A-5 terlampir) Tekanan dan temperatur yang diketahui berada di antara tekanan 10 MPa dan 15 MPa sedangkan temperatur berada di antara 180 °C dan 220 °C sehingga diperlukan interpolasi dalam mencari harga *enthalpy specific*.

Pada tekanan 10 MPa

$$h_D' = \frac{(T - T')(h'' - h')}{(T'' - T')} + h'$$

$$h_D' = \frac{(209 - 180)(770,50 - 767,84)}{(220 - 180)} + 767,84$$

$$= 896,93 \text{ kJ/kg}$$

Pada tekanan 15 MPa

$$h_D'' = \frac{(T - T')(h'' - h')}{(T'' - T')} + h'$$

$$h_D'' = \frac{(209 - 180)(947,5 - 770,50)}{(220 - 180)} + 770,50$$

$$= 898,82 \text{ kJ/kg}$$

dengan mengetahui harga *enthalpy specific* pada tiap tekanan maka harga *enthalpy spesific data commisioning* adalah :

$$h_D' = \frac{(P - P')(h'' - h')}{(P'' - P')} + h'$$

$$h_D' = \frac{(12,5 - 10)(898,82 - 896,93)}{(15 - 10)} + h'$$

$$= 897,87 \text{ kJ/kg}$$

3. Menghitung laju aliran uap

$$\dot{m}_s(h_1 - h_2) = \dot{m}_w (h_D - h_A)$$

$$\dot{m}_s = \dot{m}_w \frac{(h_D - h_A)}{(h_1 - h_2)}$$

$$\dot{m}_s = 64,28 \frac{(897,87-749,80)}{(3070,84-892,86)}$$

$$\dot{m}_s = 4,36 \text{ kg/s}$$

#### 4. Perhitungan *subcooling zone*

##### a. Menghitung laju perpindahan panas (Q)

$$Q_{s(\text{drain cooling zone})} = \dot{m}_s (h_{\text{sat},f} - h_2)$$

$$Q_{s(\text{drain cooling zone})} = 4,36 \text{ kg/s} = (908,72 - 892,68)$$

$$Q_{s(\text{drain cooling zone})} = 69,99 \text{ kJ/s} = 69,99 \text{ KW}$$

Menghitung *enthalpy specific out feedwater* pada *drain cooling zone*

$$Q_{s(\text{drain cooling zone})} = Q_{w(\text{drain cooling})}$$

$$\dot{m}_s (h_{\text{sat},f} - h_2) = \dot{m}_w (h_B - h_A)$$

$$h_B = \frac{Q_s}{\dot{m}_w} + h_A$$

$$h_B = \frac{69,99}{64,28} + 749,80$$

$$h_B = 750,88 \text{ kJ/kg}$$

##### b. Mencari temperatur *out feedwater*

Distribusi temperatur yang terjadi pada *subcooling zone* dapat dilihat pada tabel

#### 4.3

Tabel 4. 3 Distribusi temperatur *Subcooling zone*

Zona Pindahan Panas	Hot		cold	
	in	out	in	out
Subcooling zone	T <sub>sat</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>A</sub>	T <sub>B</sub>

Dalam mencari T<sub>B</sub> dapat dicari menggunakan tabel (A-2 terlampir) dengan nilai h<sub>B</sub>. Pada tabel 4.4 ditampilkan distribusi temperatur T<sub>B</sub> terhadap *enthalpy spesific data commisioning*.

Tabel 4. 4 Distribusi Temperatur TB terhadap *enthalpy spesific data aktual*

Temperatur (°C)	Enthalpy spesific (kJ/kg)
170	719,21
T <sub>B</sub>	750,88
180	763,22

$$T_B = \frac{(h - h')(T'' - T')}{(h'' - h')} + T'$$

$$T_B = \frac{(750,88 - 719,21)(763,22)}{(180 - 170)} + T' = 177,19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Setelah nilai T<sub>B</sub> diketahui kemudian tentukan kapasitas fluida dingin dan fluida panas:

$$C_s = \frac{Q_s(\text{drain cooling})}{(T_B - T_A)} = \frac{69,99}{(177,19 - 175,5)^\circ\text{C}} = 30,56 \text{ kJ/s. } ^\circ\text{C}$$

$$C_w = \frac{Q_w(\text{drain cooling})}{(T_{sat} - T_2)} = \frac{69,99}{(212,4 - 208)^\circ\text{C}} = 19,99 \text{ kJ/s. } ^\circ\text{C}$$

Sehingga,

$$C_w < C_s$$

$$C_w = C_{\min}$$

$$C_s = C_{\max}$$

c. Menghitung  $Q_{\max}$

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{\text{sat}} - T_A)$$

$$Q_{\max} = 19,99 (212,4 - 175,5)^\circ\text{C}$$

$$Q_{\max} = 737,631 \text{ kW}$$

d. Menghitung  $\varepsilon$

Nilai efektifitas dari *drain cooling zone* HPH dapat diperoleh :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \times 100\%$$

$$\varepsilon = \frac{69,99}{737,631} \times 100\% = 9,48\%$$

e. Menghitung perbedaan temperatur rata-rata logaritmik ( $\Delta T_{LMTD}$ )

$$\Delta T_1 = T_{\text{sat}} - T_B$$

$$\Delta T_1 = (212,4 - 177,19)^\circ\text{C} = 35,21^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_A$$

$$\Delta T_2 = (208,9 - 175,5)^\circ\text{C} = 33,4^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{LMTD,CF} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \\ &= \frac{35,21 - 33,4}{\ln\left(\frac{35,21}{33,4}\right)} = 34,29^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Setelah nilai  $\Delta T_{LMTD}$ , diketahui kemudian dicari nilai faktor koreksi (F) dengan memperhatikan nilai P dan R.

$$P = \frac{\Delta T_{\text{tube}}}{\Delta T_{\max}} = \frac{117,19 - 175,5}{212,4 - 175,5} = 0,04$$

$$R = \frac{\Delta T_{\text{shell}}}{\Delta T_{\text{tube}}} = \frac{212,4 - 208,9}{177,19 - 175,5} = 2,07$$

Dengan melihat grafik terlampir nilai faktor koreksi adalah

$$LMTD = LMTD \times F$$

$$LMTD = 33,24 \text{ } ^\circ\text{C} \times 1$$

$$LMTD = 33,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

f. Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LMTD}$$

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

$$U = \frac{69,99}{(30,1 \text{ m}^2 \times 1 \times 34,39)}$$

$$U = 0,06 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{oC}} = 60 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

5. Perhitungan *condensing zone*

a. Menghitung laju perpindahan panas (Q)

Karena pada daerah *condensing zone* bekerja pada tekanan konstan (4,21 MPa), maka untuk laju perpindahan panasnya dapat dicari dari selisih *enthalpy specific* dengan perkalian laju aliran massa *steam*.

$$h_{\text{sat,f}} = 908,72 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{sat,g}} = 2792,52 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_s(\text{condensing zone}) = \dot{m}_s \times h_{fg}$$

$$Q_s (\text{condensing zone}) = \dot{m}_s (h_{\text{sat,g}} - h_{\text{sat,f}})$$

$$Q_s (\text{condensing zone}) = 4,36 \text{ kg/s} (2792,52 - 908,72) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_s (\text{condensing zone}) = 8220,90 \text{ kJ/s} = 8220,90 \text{ kW}$$

Menghitung *enthalpy spesific out feedwater pada condensing zone*

$$Q_s (\text{condensing}) = Q_w (\text{condensing})$$

$$\dot{m}_s (h_{\text{sat,g}} - h_{\text{sat,f}}) = \dot{m}_w (h_C - h_B)$$

$$h_C = \frac{Q_s}{\dot{m}_w} + h_B$$

$$h_C = \frac{8220,90}{64,28} + 750,88$$

$$h_C = 878,77 \text{ kJ/kg}$$

b. Mencari temperatur *out feedwater*

Distribusi temperatur yang terjadi pada *condensing zone* dapat dilihat pada tabel

4.5

Tabel 4. 5 Distribusi temperatur condensing zone

Zona Pindahan Panas	Hot		cold	
	in	Out	in	out
Subcooling zone	T <sub>sat</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>A</sub>	T <sub>B</sub>

Dalam mencari  $T_c$  dapat dicari menggunakan tabel (A-2 terlampir) dengan nilai  $h_c$ . Pada tabel 4.6 ditampilkan distribusi temperatur  $T_c$  terhadap *enthalpy spesific data commissioning*.

Tabel 4. 6 Distribusi Temperatur TC terhadap *enthalpy spesific data*

Temperatur (°C)	Enthalpy spesific (kJ/kg)
200	852,45
$T_c$	878,77
210	897,76

$$T_c = \frac{(h - h')(T'' - T')}{(h'' - h')} + T'$$

$$T_c = \frac{(878,77 - 852,45)(897,76 - 852,45)}{(210 - 200)} + T' = 205,80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Menghitung kapasitas fluida panas dan fluida dingin disisi *condensing zone*:

$$C_s = \frac{Q_{s(\text{condensing})}}{(T_{\text{sat}} - T_{\text{sat}})} = \frac{8220,90}{(212,4 - 212,4)^\circ\text{C}} = \infty$$

$$C_w = \frac{Q_{w(\text{drain cooling})}}{(T_c - T_B)} = \frac{8220,90}{(205,80 - 117,19)^\circ\text{C}} = 287,34 \text{ kJ/s. } ^\circ\text{C}$$

Sehingga,

$$C_s > C_w$$

$$C_w = C_{\min}$$

$$C_s = C_{\max}$$

c. Menghitung  $Q_{\max}$

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{\text{sat}} - T_B)$$

$$Q_{\max} = 287,34 (212,4 - 177,19)^\circ\text{C}$$

$$Q_{\max} = 10117,34 \text{ kW}$$

d. Menghitung  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \times 100\%$$

$$\varepsilon = \frac{8220,90}{10117,34} \times 100\% = 81,25\%$$

e. Menghitung perbedaan temperatur rata-rata logaritmik ( $\Delta T_{LMTD}$ )

$$\Delta T_1 = T_{\text{sat}} - T_C$$

$$\Delta T_1 = (212,4 - 205,80)^\circ\text{C} = 6,6^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{sat}} - T_B$$

$$\Delta T_2 = (212,4 - 177,19)^\circ\text{C} = 35,21^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{35,21 - 6,6}{\ln\left(\frac{35,21}{6,6}\right)} = 17,08^\circ\text{C}$$

Setelah nilai  $\Delta T_{LMTD}$ , diketahui kemudian dicari nilai faktor koreksi (F) dengan memperhatikan nilai P dan R

$$P = \frac{\Delta T_{\text{tube}}}{\Delta T_{\text{max}}} = \frac{205,80 - 177,19}{212,4 - 177,19} = 0,82$$

$$R = \frac{\Delta T_{\text{shell}}}{\Delta T_{\text{tube}}} = \frac{212,4 - 212,4}{205,80 - 177,19} = \infty$$

Dengan melihat grafik terlampir nilai faktor koreksi adalah

$$LMTD = LMTD \times F$$

$$LMTD = 17,08^\circ\text{C} \times 0,5$$

$$\text{LMTD} = 8,54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

f. Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{\text{LMTD}}$$

$$U = \frac{Q}{A \cdot F \cdot \Delta T_{\text{LMTD}}}$$

$$U = \frac{8220,90}{(116,58 \times 8,54 \times 0,5)}$$

$$U = 1,65 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{oC}} = 1650 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

6. Perhitungan *desuperheating zone*

Zona perpindahan panas *desuperheating* HPH

a. Menghitung laju perpindahan panas (Q)

$$Q_s (\text{desuper heating zone}) = \dot{m}_s (h_A - h_{\text{sat},g})$$

$$Q_s (\text{desuper heating zone}) = 4,36 \text{ kg/s} (3070,84 - 2792,52) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_s (\text{desuper heating zone}) = 1214,58 \text{ kJ/s} = 1214,58 \text{ kW}$$

$$Q_w (\text{desuper heating}) = \dot{m}_w (h_D - h_C)$$

$$Q_w (\text{desuper heating}) = 64,28 \text{ kg/s} (897,87 - 878,77) \text{ kJ/Kg}$$

$$Q_w (\text{desuper heating}) = 1227,74 \text{ kJ/s} = 1227,74 \text{ kW}$$

$$Q_s (\text{desuper heating}) < Q_w (\text{desuper heating})$$

Menghitung kapasitas fluida panas dan fluida dingin di sisi *desuper heating zone*:

$$C_w = \frac{Q_w(\text{desuper heating})}{(T_{\text{feedwater out}} - T_C)} = \frac{1227,74}{(209 - 205,80)^\circ\text{C}} = 383,66 \text{ kJ/s. }^\circ\text{C}$$

$$C_s = \frac{Q_s(\text{condensing})}{(T_{\text{in}} - T_{\text{sat}})} = \frac{1214,58}{(320,6 - 212,4)^\circ\text{C}} = 11,34 \text{ kJ/s. }^\circ\text{C}$$

Sehingga,

$$C_s < C_w$$

$$C_s = C_{\text{min}}$$

$$C_w = C_{\text{max}}$$

b. Menghitung  $Q_{\text{max}}$

$$Q_{\text{max}} = C_{\text{min}} (T_{\text{in}} - T_C)$$

$$Q_{\text{max}} = 11,34 (320,6 - 205,80)^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{max}} = 1301,83 \text{ kW}$$

c. Menghitung  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\text{max}}} \times 100\%$$

$$\varepsilon = \frac{1214,58}{1301,83} \times 100\% = 93,29\%$$

d. Menghitung perbedaan temperatur rata-rata logaritmik ( $\Delta T_{\text{LMTD}}$ )

$$\Delta T_1 = T_1 - T_D$$

$$\Delta T_1 = (320,6 - 209)^\circ\text{C} = 111,6^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{sat}} - T_C$$

$$\Delta T_2 = (212,4 - 205,80)^\circ\text{C} = 6,6^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{6,6 - 111,6}{\ln\left(\frac{6,6}{111,6}\right)} = 37,13^\circ\text{C}$$

Setelah nilai  $\Delta T_{LMTD}$ , diketahui kemudian dicari nilai faktor koreksi (F) dengan memperhatikan nilai P dan R.

$$P = \frac{\Delta T_{tube}}{\Delta T_{max}} = \frac{209-205,80}{320,6-205,80} = 0,02$$

$$R = \frac{\Delta T_{shell}}{\Delta T_{tube}} = \frac{320,6-212,4}{111,6-205} = -1,15$$

Dengan melihat grafik terlampir nilai faktor koreksi adalah 1

$$LMTD = LMTD \times F$$

$$LMTD = 37,13 \text{ } ^\circ\text{C} \times 1$$

$$LMTD = 37,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e. Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LMTD}$$

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

$$U = \frac{1214,58}{54,27 \text{ m}^2 \times 1 \times 37,13}$$

$$U = 0,60 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{o}_C} = 600 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

7. Menghitung  $Q_{total}$

$$Q_{total} = Q_{subcooling} + Q_{condensing} + Q_{desuperheating}$$

$$Q_{total} = 69,99 \text{ kW} + 8220,90 \text{ kW} + 1214,58 \text{ kW}$$

$$Q_{total} = 9505,47 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil perhitungan yang didapat maka nilai laju perpindahan panas keseluruhan dapat dilihat pada tabel 4.7.

Tabel 4. 7 Perpindahan panas keseluruhan perhitungan kondisi aktual

Properti	Nilai	Satuan
$Q_{\text{subcooling}}$	69,99	kW
$Q_{\text{condensing}}$	8220,90	kW
$Q_{\text{desuperheating}}$	1214,58	kW
$Q_{\text{total}}$	9505,47	kW

Tabel 4. 8 Nilai Temperatur

Zona Perpindahan Panas	Hot		Cold	
	$T_{\text{in}}(^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{out}}(^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{in}}(^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{out}}(^{\circ}\text{C})$
<i>Subcooling zone</i>	$\text{Drain}_{\text{out}} =$ 208,9	$T_{\text{sat}} =$ 212,4	$\text{FWT}_{\text{in}} =$ 175,5	$T_{\text{B}} =$ 177,19
<i>Condensing zone</i>	$T_{\text{sat}} =$ 212,4	$T_{\text{sat}} =$ 212,4	$T_{\text{B}} =$ 177,19	$T_{\text{c}} =$ 205,80
<i>Desuperheating zone</i>	$T_{\text{sat}} =$ 212,4	$T_{\text{in}} =$ 320,6	$T_{\text{c}} =$ 205,80	$\text{FWT}_{\text{out}} =$ 209

Tabel 4. 9 Nilai enthalpy spesifik masing-masing zona aktual

Zona Pindahan Panas	Hot		Cold		Satuan
	$H_{in}$	$H_{out}$	$H_{in}$	$H_{out}$	
<i>Subcooling zone</i>	$h_2 =$ 892,68	$h_{sat, f} =$ 908,72	$h_A =$ 749,80	$h_B =$ 750,88	kJ/kg
<i>Condensing zone</i>	$h_{sat, f} =$ 908,72	$h_{sat, g} =$ 2792,52	$h_B =$ 750,88	$h_C =$ 878,77	
<i>Desuperheating zone</i>	$h_{sat, g} =$ 2792,52	$h_1 =$ 3070,84	$h_C =$ 878,77	$h_D =$ 897,87	kJ/kg



## BAB V

### KESIMPULAN

#### 5.1. Kesimpulan

Dari hasil analisa data aktual pada *High Pressure Heater* unit 4 unit pembangkit Belawan maka dapat disimpulkan :

1. Hasil efektivitas ( $\epsilon$ ) pada *subcooling zone* sebesar 9,48 %, pada *condensing zone* yaitu sebesar 81,25 % dan pada *desuperheating zone* yaitu sebesar 93,29% .
2. Berdasarkan nilai laju perpindahan panas ( $Q$ ) dan efektivitas ( $\epsilon$ ) pada tiap zona maka dapat disimpulkan bahwa HPH unit 4 perlu pembersihan.

#### 5.2. Saran

1. Perlu dilakukan evaluasi pada *High Pressure Heater* secara periodik agar dapat diketahui unuk kerjanya serta sebagai acuan untuk memprediksi waktu pembersihannya.
2. Perlu diperhatiin juga parameter-parameter yang mempengaruhi dari kinerja *High Pressure Heater*, seperti tekanan dan temperature awal uap ekstraksi
3. Perlu dilakukan pembersihan pada *High pressure Heater* di karenakan hasil efektivitas yang diperoleh pada *subcooling zone* yaitu sebesar 9,48%

## BAB V

### KESIMPULAN

#### 5.1. Kesimpulan

Dari hasil analisa data aktual pada *High Pressure Heater* unit 4 unit pembangkit Belawan maka dapat disimpulkan :

1. Hasil efektivitas ( $\epsilon$ ) pada *subcooling zone* sebesar 9,48 %, pada *condensing zone* yaitu sebesar 81,25 % dan pada *desuperheating zone* yaitu sebesar 93,29% .
2. Berdasarkan nilai laju perpindahan panas ( $Q$ ) dan efektivitas ( $\epsilon$ ) pada tiap zona maka dapat disimpulkan bahwa HPH unit 4 perlu pembersihan.

#### 5.2. Saran

1. Perlu dilakukan evaluasi pada *High Pressure Heater* secara periodik agar dapat diketahui unuk kerjanya serta sebagai acuan untuk memprediksi waktu pembersihannya.
2. Perlu diperhatiin juga parameter-parameter yang mempengaruhi dari kinerja *High Pressure Heater*, seperti tekanan dan temperature awal uap ekstraksi
3. Perlu dilakukan pembersihan pada *High pressure Heater* di karenakan hasil efektivitas yang diperoleh pada subcooling zone yaitu sebesar 9,48%

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Halim Rusjdi, “Analisis Perpindahan Kalor High Pressure Heater PLTU Banten 3 Lontar Unit 1”, vol. 4, no. 3 November, 2016.
- [2] Ahmad Budiman, dkk, “Analisis Perpindahan Panas dan Efisiensi Efektif High Pressure Heater (HPH) di PLTU Asam – Asam”, Vol. 03 No.2 pp 76-82, 2014.
- [3] Reind Junsupratyo, dkk, “ Analisis Efisiensi Efektif High Pressure Heater (Hph) Tipe Vertikal U Shape Di Pembangkit Listrik Tenaga Uap Amurang Unit 1”, Volume 7 Nomor 1.
- [4] Sitompul, Tunggul M. 1993. “Alat Penukar Kalor”, PT Raja Grafindo Persada, Jakarta.
- [5] Haryanto, Agus. 2015. “Perpindahan Panas”. Innosain. Yogyakarta.
- [6] Cengel, Y.A., 2003. “*Heat Transfer: A Practical Approach*”. McGraw-Hill Book.Co.Inc. Boston.
- [7] Ulfa, Maria Damayanti. Utomo, Budi Kukuh Widodo. 2016. “Analisis Termal *High Pressure Feedwater Heater* di PLTU PT. XYZ. Jurnal Teknik ITS Vol. 5 No. 2 (2016( ISSN: 2337-3539 (2301-9271 Prin
- [8] Devia Gahana Cindi Alfian, dkk “Re-design High Pressure Heater (HPH) 5 pada perusahaan Pembangkit Tenaga Listrik”, Volume 2 Nomor 2, (2013)
- [9] Eka Setia Adi Caraka, dkk “ Analisa Pengaruh High Pressure Heater No.3 Out Of Service terhadap efisiensi turbin di Unit 2 PT. Indonesia Power UJP PLTU Jabar 2 Pelabuhan Ratu.
- [10] Frank Kreith, “ Prinsip- Prinsip Perpindahan panas” Edisi Ketiga



