



TUGAS AKHIR - TF 181801

**OPTIMISASI DESAIN PADA *HIGH PRESSURE HEATER*  
(HPH) DI PLTU PAITON DENGAN MENGGUNAKAN  
METODE *STOCHASTIC ALGORITHM***

ADYATMA TAUFIQ RAHMAN PUTRA  
NRP. 02311640000138

Dosen Pembimbing:  
Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.

Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2020





TUGAS AKHIR - TF 181801

**OPTIMISASI DESAIN PADA *HIGH PRESSURE HEATER*  
(HPH) DI PLTU PAITON DENGAN MENGGUNAKAN  
METODE *STOCHASTIC ALGORITHM***

ADYATMA TAUFIQ RAHMAN PUTRA  
NRP. 02311640000138

Dosen Pembimbing:  
Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.

Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2020

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



**FINAL PROJECT - TF 181801**

**DESIGN OPTIMIZATION OF *HIGH PRESSURE HEATER*  
(HPH) AT PLTU PAITON USING *STOCHASTIC*  
*ALGORITHM METHOD***

ADYATMA TAUFIQ RAHMAN PUTRA  
NRP. 02311640000138

Supervisors:  
Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.

*Department of Engineering Physics*  
*Faculty of Industrial Technology and System Engineering*  
*Institut Teknologi Sepuluh Nopember*  
*Surabaya*  
2020

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini.

Nama : Adyatma Taufiq Rahman Putra  
NRP : 02311640000138  
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FT-IRS)  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “**Optimisasi Desain pada High Pressure Heater (HPH) di PLTU Paiton dengan Menggunakan Metode Stochastic Algorithm**” adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya-benarnya.

Surabaya, 4 Agustus 2020  
Yang membuat pernyataan,



Adyatma Taufiq Rahman Putra  
NRP. 02311640000138

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



**LEMBAR PENGESAHAN**

**TUGAS AKHIR**

**OPTIMISASI DESAIN PADA *HIGH PRESSURE HEATER***

**(HPH) DI PLTU PAITON DENGAN MENGGUNAKAN**

**METODE *STOCHASTIC ALGORITHM***

**Oleh:**

**ADYATMA TAUFIQ RAHMAN PUTRA**

**NRP. 02311640000138**

**Surabaya, 4 Agustus 2020**

**Menyetujui,  
Pembimbing I**



**Totok Ruki Bivanto, S.T. M.T. Ph.D.**

**NIP. 19710702 199802 1 001**

**Mengetahui,  
Kepala Departemen  
Teknik Fisika FTI RS-ITS**



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LEMBAR PENGESAHAN

### OPTIMISASI DESAIN PADA *HIGH PRESSURE HEATER* (HPH) DI PLTU PAITON DENGAN MENGGUNAKAN METODE *STOCHASTIC ALGORITHM*

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FT-IRS)  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**ADYATMA TAUFIQ RAHMAN PUTRA**

**NRP. 02311640000138**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.



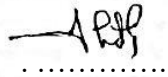
(Pembimbing I)

2. Hendra Cordova, S.T., M.T.



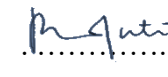
(Ketua Penguji)

3. Ir. Matradji, M.Kom.



(Penguji I)

4. Dr. Ir. Ronny Dwi Noriyati, M. Kes.



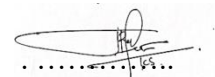
(Penguji II)

5. Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.



(Penguji III)

6. Iwan Cony Setiadi, S.T., M.T.



(Penguji IV)

**SURABAYA**

**2020**

ix

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**OPTIMISASI DESAIN PADA *HIGH PRESSURE HEATER***  
**(HPH) DI PLTU PAITON DENGAN MENGGUNAKAN**  
**METODE *STOCHASTIC ALGORITHM***

**Nama** : Adyatma Taufiq Rahman Putra  
**NRP** : 02311640000138  
**Departemen** : Teknik Fisika FT-IRS ITS  
**Dosen Pembimbing** : Totok Ruki Biyanto, S.T. M.T. Ph.D

**ABSTRAK**

*High pressure heater* merupakan salah satu contoh dari pemanfaatan *heat exchanger* yang banyak digunakan di industri PLTU. *Heat exchanger* merupakan salah satu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas fluida dengan fluida lain tanpa terjadi perpindahan massa di dalamnya dan dapat dipergunakan sebagai pemanas maupun pendingin untuk memenuhi *output* yang ditentukan. Di Indonesia hampir 40% energi yang ada digunakan PLTU membangkitkan listrik. Untuk itu dibutuhkan efisiensi yang tinggi untuk menghemat energi yang digunakan. Efisiensi dari *shell and tube heat exchanger* dapat dilihat dari nilai *overall heat transfer coefficient* yang dihasilkan dari *heat exchanger* itu sendiri. Untuk meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dilakukan dengan mengubah arah aliran fluida di sisi *shell* dengan menggunakan *helical baffle*. Untuk itu dilakukan optimisasi dengan menggunakan metode *stochastic algorithm* agar didapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang tinggi dan *shell pressure drop* yang rendah. Dari hasil optimisasi yang telah dilakukan menggunakan *genetic algorithm* dan *duelist algorithm* didapatkan hasil optimisasi lebih baik dengan nilai *overall heat transfer coefficient* sebesar 5217.13 W/m<sup>2</sup> K dan *shell pressure drop* 48.45 kPa dari metode *genetic algorithm*.

**Kata Kunci:** *Heat exchanger, Helical baffle, Overall heat transfer coefficient*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**DESIGN OPTIMIZATION OF *HIGH PRESSURE HEATER***  
**(HPH) AT PLTU PAITON DENGAN USING *STOCHASTIC ALGORITHM***  
***METHOD***

***Name*** : **Adyatma Taufiq Rahman Putra**  
***NRP*** : **02311640000138**  
***Department*** : **Engineering Physics FT-IRS ITS**  
***Supervisors*** : **Totok Ruki Biyanto, ST. MT. Ph.D**

**ABSTRACT**

*High pressure heater is one example of heat exchangers that are widely used in the power plant industry. Heat exchanger is one of the tools used in the process of transferring fluid heat with other fluids without mass transfer occurs in it and can be used as a heater or cooler to find the specified output. In Indonesia, almost 40% of the energy used by PLTU to generates electricity. For this reason, high efficiency is needed to save the energy used. The efficiency of the shell and tube heat exchanger can be seen from the overall heat transfer coefficient value generated from the heat exchanger itself. To increase the overall value of the heat transfer coefficient is done by changing the direction of fluid flow on the side of the shell by using helical baffles. For this reason optimization is performed using the stochastic algorithm method to obtain a high overall heat transfer coefficient value and a low shell pressure drop. From the optimization results that have been done using genetic algorithm and duelist algorithm, the optimization results are better with an overall heat transfer coefficient of 5217.13 W / m<sup>2</sup> K and a shell pressure drop of 48.45 kPa from the genetic algorithm method.*

***Keywords: Heat exchanger, Helical baffle, Overall heat transfer coefficient***

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul

**“OPTIMISASI DESAIN PADA *HIGH PRESSURE HEATER (HPH)* DI  
PLTU PAITON DENGAN MENGGUNAKAN METODE *STOCHASTIC  
ALGORITHM*”.**

Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua, adik, dan partner yang selalu mendukung, membantu dan mendoakan yang terbaik demi kelancaran pendidikan hingga kelulusan penulis.
2. Dr. Suyanto, S.T., M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Fisika ITS yang telah memberikan ilmu, wawasan serta bimbingan selama menempuh pendidikan di Teknik Fisika FTI-ITS.
3. Totok Ruki Biyanto, ST. MT. Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan pertolongan, bimbingan dan perhatian selama perkuliahan dan tugas akhir.
4. Dr. Imam Abadi, S.T., M.T. selaku dosen wali yang selalu memberikan arahan dan semangat selama penulis menjadi mahasiswa di jurusan Teknik Fisika FTI-ITS.
5. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di departemen Teknik Fisika - ITS.
6. Teman-teman S-1 Teknik Fisika yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.
7. Teman-teman seperjuangan tugas akhir yang senantiasa berjuang bersama-sama serta saling memberikan motivasi dan semangat dalam mengerjakan tugas akhir.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidaklah sempurna. Oleh karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik lagi. Penulis juga berharap semoga laporan ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembacanya.

Surabaya, 4 Agustus 2020

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
COVER PAGE.....	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI .....	v
LEMBAR PENGESAHAN .....	ix
ABSTRAK .....	xi
ABSTRACT.....	xiii
KATA PENGANTAR .....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR .....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Lingkup Kajian.....	3
1.5 Sistematika Laporan .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) .....	5
2.2 <i>High Pressure Heater</i> (HPH) .....	6
2.3 <i>Heat Exchanger</i> .....	6
2.4 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> .....	7
2.5 Konstruksi <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> .....	8
2.6 Fouling.....	12
2.7 <i>Stochastic Algorithm</i> .....	13

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	19
3.1 Pengambilan Data Heat Exchanger.....	20
3.2 Pemodelan Heat Exchanger.....	21
3.3 Pemodelan Fouling Resistance.....	28
3.4 Perhitungan Capital Cost dan Operational Cost Heat Exchanger .....	29
3.5 Validasi Pemodelan Heat Exchanger dan Fouling Resistance .....	30
3.6 Optimisasi Menggunakan Metode Stochastic Algorithm pada Shell and Tube Heat Exchanger .....	30
3.7 Analisis Hasil dan Pembahasan.....	31
3.8 Penarikan Kesimpulan.....	31
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN .....	33
4.1 Hasil Pemodelan dan Validasi Heat Exchanger .....	33
4.2 Analisa Sensitivitas .....	37
4.3 Optimisasi Fungsi Tujuan Pada Shell and Tube Heat Exchanger menggunakan <i>Stochastic algorithm</i> .....	40
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	43
5.1 Kesimpulan.....	43
5.2 Saran .....	43
DAFTAR PUSTAKA .....	45
LAMPIRAN.....	49
LAMPIRAN A. Daftar Simbol .....	49
LAMPIRAN B. Hasil Simulasi HTRI.....	51
LAMPIRAN C. Koding Optimisasi MATLAB .....	53
LAMPIRAN D. PFD High Pressure Heater.....	65
BIODATA PENULIS .....	67

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2 1</b> Siklus PLTU .....	5
<b>Gambar 2 2</b> <i>High pressure heater</i> .....	6
<b>Gambar 2 3</b> Aliran pada <i>heat exchanger parallel flow</i> dan <i>counter flow</i> .....	7
<b>Gambar 2 4</b> Fluida panas (merah) mengalir melalui tabung di dalam ruang yang berisi fluida dingin. ....	7
<b>Gambar 2 5</b> <i>Shell and tube heat exchanger</i> .....	8
<b>Gambar 2 6</b> TEMA <i>shell and tube heat exchanger</i> .....	8
<b>Gambar 2 7</b> Desain <i>U-tube</i> .....	9
<b>Gambar 2 8</b> Desain <i>fixed tube sheet</i> .....	9
<b>Gambar 2 9</b> Desain <i>floating head</i> .....	10
<b>Gambar 2 10</b> <i>Layout</i> dan <i>tube pitch</i> .....	10
<b>Gambar 2 11</b> <i>Segmental baffle</i> .....	11
<b>Gambar 2 12</b> <i>Multi segmental baffle</i> .....	11
<b>Gambar 2 13</b> Desain <i>Shell and tube</i> menggunakan <i>helical baffle</i> .....	12
<b>Gambar 2 14</b> <i>Fouling</i> pada permukaan perpindahan panas <i>shell and tube</i> .....	13
<b>Gambar 2 15</b> Diagram alir GA .....	14
<b>Gambar 3. 1</b> Diagram alir penelitian .....	19
<b>Gambar 3. 2</b> <i>Layout helical baffle</i> .....	23
<b>Gambar 4. 1</b> Grafik pengaruh diameter luar <i>tube</i> terhadap nilai <i>shell pressure drop</i> dan nilai <i>overall heat transfer coefficient</i> .....	37
<b>Gambar 4. 2</b> Grafik pengaruh diameter dalam <i>shell</i> terhadap nilai <i>shell pressure drop</i> dan nilai <i>overall heat transfer coefficient</i> .....	38
<b>Gambar 4. 3</b> Grafik pengaruh sudut <i>helical baffle</i> terhadap nilai <i>shell pressure drop</i> dan nilai <i>overall heat transfer coefficient</i> .....	39

**Gambar 4. 4** Grafik hasil optimisasi menggunakan *genetic algorithm* dan *duelist algorithm*..... 40

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3. 1</b> Properties Fluida.....	20
<b>Tabel 4. 1</b> Hasil Perbandingan Nilai Pemodelan Manual dan Hasil Simulasi HTRI .....	36
<b>Tabel 4.2</b> Perbandingan Geometri <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Fouling Resistance</i> Sebelum dan Sesudah Optimisasi .....	41

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan pembangkit listrik yang umum digunakan di Indonesia dengan memanfaatkan energi panas dari uap (*steam*) untuk memutar turbin yang kemudian dapat digunakan untuk membangkitkan energi listrik melalui generator. Kapasitas pembangkit nasional pada tahun 2018 tercatat sebesar 64,92 GW, dengan presentase jumlah PLTU sebanyak 42,34%. Dengan jumlah tersebut, hampir 40% energi di Indonesia yang digunakan PLTU membangkitkan listrik di Indonesia. (Sekretariat Jenderal Ketenagalistrikan 2018).

Karena penggunaan energi terbesar dilakukan oleh PLTU, maka PLTU harus didesain seefisien mungkin. Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) banyak digunakan karena efisiensinya yang tinggi sehingga menghasilkan energi listrik yang ekonomis. Pada umumnya prinsip kerja dari PLTU yaitu air dipanaskan di boiler kemudian menghasilkan uap panas (*superheated steam*). Uap tersebut digunakan untuk memutar turbin *blade* yang kemudian melalui turbin *shaft* yang terkoneksi pada generator akan mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. (Kumaran 2018). Pada PLTU ada 3 tahapan utama dalam konversi energi, salah satunya adalah tahap perubahan bahan bakar menjadi energi panas dalam bentuk uap bertekanan dan temperatur tinggi pada boiler (Wu dkk, 2015). Semakin tinggi temperatur air pengisi yang masuk *boiler*, maka bahan bakar yang digunakan untuk memanaskan air akan semakin hemat sehingga efisiensi siklus akan semakin besar. Maka dari itu, salah satu cara agar mengurangi beban kerja dan meningkatkan efisiensi pada *boiler* dengan menambahkan *feedwater heater* sebelum *boiler*. *Feedwater heater* adalah suatu alat penukar kalor yang memanaskan air pengisi sebelum masuk *boiler*. Pada *feedwater heater* terdapat dua komponen yaitu *high pressure heater* (HPH) dan *low pressure heater* (LPH).

Salah satu upaya untuk meningkatkan efisiensi pada PLTU adalah melalui efisiensi dari salah satu *equipment* pada PLTU yaitu *high pressure heater* (HPH).

HPH merupakan salah satu contoh dari pemanfaatan *shell and tube heat exchanger* yang banyak digunakan di industri pembangkit listrik yang berfungsi sebagai pemanas air umpan sebelum masuk ke *boiler*. Fluida pemanas yang digunakan adalah uap panas hasil dari ekstraksi *high pressure* turbin. Pada *shell and tube heat exchanger* terdapat komponen utama yaitu *shell* dan *tube*. Pada bagian luar terdapat *shell* berbentuk silinder yang di dalamnya terdapat sejumlah *tube*, dimana temperatur fluida pada *tube* berbeda dengan fluida yang berada pada bagian *shell*. Karena adanya perbedaan temperatur pada kedua fluida akan mengakibatkan perpindahan panas antara fluida di dalam *tube* dengan fluida di luar *tube* atau di dalam *shell*.

Dengan desain *heat exchanger* yang tepat maka dapat meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dan meminimalisir *pressure drop* sehingga peningkatan efisiensi dapat tercapai. Maka pada penelitian ini dilakukan optimisasi desain geometri *heat exchanger* dengan cara mengganti *baffle* dari *heat exchanger* menggunakan yang semula *segmental baffle* ke *helical baffles*. *Baffle* dengan bentuk *helical* memiliki *pressure drop* yang lebih rendah daripada *segmental baffles* serta meningkatkan efisiensi dari sistem (De, Pal, and Bandyopadhyay 2017). Serta melakukan optimisasi kepada tiga variabel pada *heat exchanger* untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dan menurunkan *pressure drop*. Adapun variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* ( $d_s$ ), diameter luar *tube* ( $d_o$ ), dan sudut *helical baffle* ( $\theta$ ), dengan konstrain adalah *shell pressure drop*.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang tersebut, maka didapatkan rumusan masalah yang akan diselesaikan sebagai berikut:

- a) Bagaimana pengaruh dari variabel optimisasi terhadap peningkatan *overall heat transfer coefficient* dan penurunan *pressure drop* pada *high pressure heater*?
- b) Bagaimana desain geometri dari *high pressure heater* dengan menggunakan *helical baffles* yang mampu meningkatkan efisiensi ?

### 1.3 Tujuan

Dari perumusan masalah tersebut didapatkan tujuan penelitian yang akan dilakukan, yaitu sebagai berikut:

- a) Mengetahui pengaruh dari variabel optimisasi terhadap peningkatan *overall heat transfer coefficient* dan penurunan *pressure drop* pada *high pressure heater*
- b) Mendesain *shell and tube heat exchanger* pada *high pressure heater* dengan menggunakan *helical baffles* yang mampu meningkatkan efisiensi

### 1.4 Lingkup Kajian

Lingkup kajian pada pengusulan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a) Menggunakan satu jenis *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube (STHE)*.
- b) Pengambilan data *heat exchanger* meliputi dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi dan *properties* fluida.
- c) Menggunakan *stochastic algorithm* sebagai metode optimisasi.

### 1.5 Sistematika Laporan

Sistematika penulisan laporan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

#### **BAB I Pendahuluan**

Bab pertama ini terdiri dari latar belakang, perumusan masalah, tujuan, lingkup kajian dan sistematika laporan.

#### **BAB II Tinjauan Pustaka**

Bab kedua ini dibahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan, seperti pembangkit listrik tenaga uap, *high pressure heater*, *heat exchanger*, *shell and tube heat exchanger*, konstruksi *shell and tube heat exchanger*, pemodelan *heat exchanger*, *fouling*, metode *stochastic algorithm*.

#### **BAB III Metodologi**

Bab ketiga ini berisi mengenai rancangan dari penelitian yang dilakukan, metode, dan langkah-langkah dalam penelitian.

#### **BAB IV Hasil dan Pembahasan**

Bab keempat ini berisi tentang data hasil penelitian dan pembahasan dari optimisasi desain pada *high pressure heater* (HPH) di PLTU Paiton dengan menggunakan metode *stochastic algorithm*.

#### **BAB V Kesimpulan dan Saran**

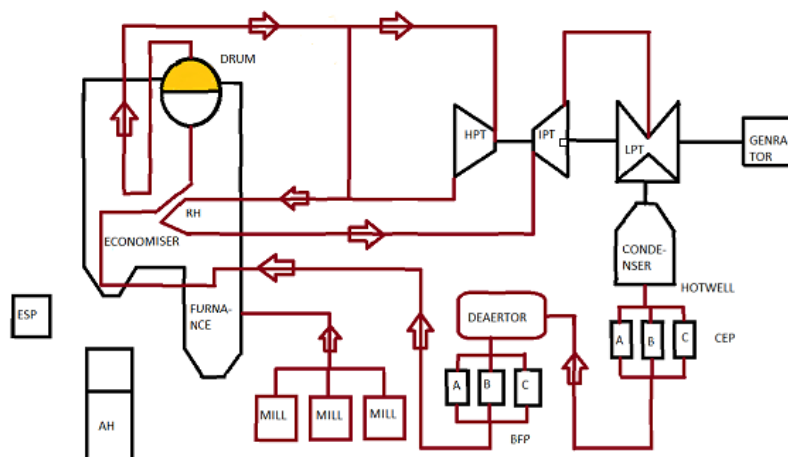
Bab kelima ini diberikan kesimpulan tentang tugas akhir ini dan saran sebagai penunjang maupun pengembangan tugas akhir selanjutnya.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

#### 2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan pembangkit yang mengubah *steam* bertekanan tinggi menjadi energi kinetik untuk menghasilkan energi listrik. *Steam* didapatkan dari energi panas yang diperoleh dari pembakaran batubara yang digunakan untuk mengubah air menjadi uap, uap harus berada pada tekanan dan suhu tinggi. Kemudian *steam* digunakan untuk memutar poros turbin melalui *blade* turbin yang terhubung ke generator. Hasil dari putaran poros turbin kemudian memutar poros generator yang dihubungkan dengan *coupling*, dari putaran ini maka dihasilkan energi listrik. Energi listrik yang dihasilkan dari generator disalurkan dan didistribusikan lebih lanjut ke pelanggan. *Steam* sisa dari turbin selanjutnya akan dikondensasikan pada kondensor, air kondensasi akan dipompa lagi oleh pompa kondensat masuk ke pemanas tekanan rendah (*low pressure heater*), daerator, *boiler feed water pump*, pemanas tekanan tinggi (*high pressure heater*), *economizer*, dan pada akhirnya menuju boiler untuk dipanaskan menjadi *steam* lagi. Proses ini akan terjadi berulang-ulang (Brett 2016).



**Gambar 2 1** Siklus PLTU (Brett 2016)

## 2.2 High Pressure Heater (HPH)

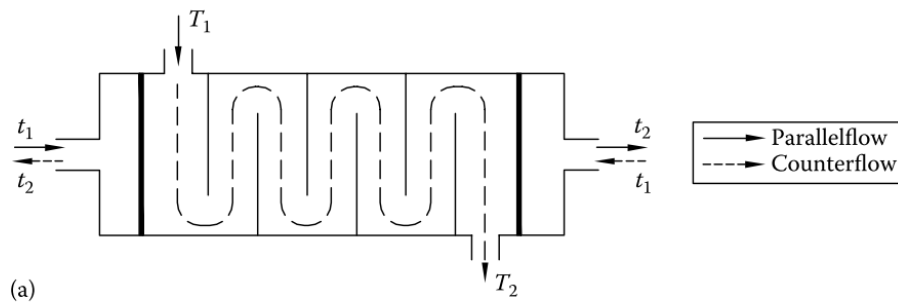
*High pressure heater* (HPH) merupakan salah satu contoh dari pemanfaatan *shell and tube heat exchanger* yang banyak digunakan di industri pembangkit listrik yang berfungsi sebagai pemanas air umpan sebelum masuk ke *boiler* (Lidkk, 2018). Fluida pemanas yang digunakan adalah uap panas hasil dari ekstraksi *high pressure* turbin. Pada *shell and tube heat exchanger* terdapat komponen utama yaitu *shell* dan *tube*. Pada bagian luar terdapat *shell* berbentuk silinder yang di dalamnya terdapat sejumlah *tube*, dimana temperatur fluida pada *tube* berbeda dengan fluida yang berada pada bagian *shell*. Karena adanya perbedaan temperatur pada kedua fluida akan mengakibatkan perpindahan panas antara fluida di dalam *tube* dengan fluida diluar *tube* atau di dalam *shell*.



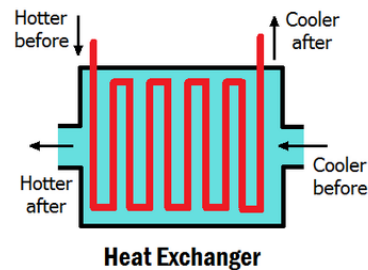
**Gambar 2 2** *High pressure heater*

## 2.3 Heat Exchanger

*Heat exchanger* merupakan suatu alat yang digunakan untuk menukar panas antara dua fluida atau lebih pada temperatur yang berbeda. Pada *heat exchanger* umumnya dua fluida dipisahkan oleh elemen konduksi yang berupa pembatas atau dinding berbentuk *tube* dan *shell* sehingga pada kedua fluida tidak terjadi perpindahan massa. *Heat exchanger* dapat diklasifikasikan menurut susunan arah aliran fluidanya yang dibagi menjadi 2, *parallel flow* dimana arah aliran fluida panas dan fluida dingin masuk dan berakhir pada sisi *heat exchanger* yang sama dan juga arah aliran fluidanya searah dan *counter flow*, dimana fluida panas dan dingin masuk dan berakhir pada sisi *heat exchanger* yang berlawanan (Hanson 1989).



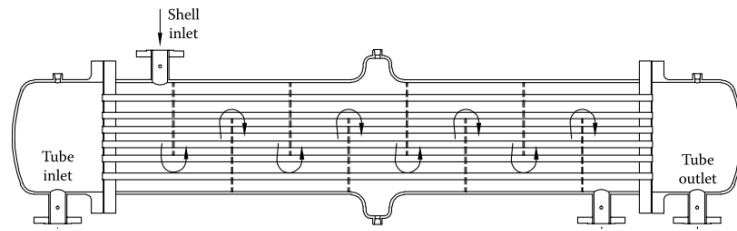
**Gambar 2 3** Aliran pada *heat exchanger parallel flow* dan *counter flow*  
(Thulukkanam 2013)



**Gambar 2 4** Fluida panas (merah) mengalir melalui tabung di dalam ruang yang berisi fluida dingin. (Zhang dkk, 2019)

## 2.4 Shell and Tube Heat Exchanger

*Shell and tube heat exchanger* adalah salah satu jenis *heat exchanger* yang paling umum digunakan oleh perusahaan industri seperti minyak dan gas karena *heat exchanger* ini dapat bekerja pada kondisi tekanan relatif tinggi (lebih besar dari 30 bar), memiliki permukaan perpindahan panas per satuan volume yang lebih besar dan lebih mudah dalam proses pembersihan (G.V.Srinivasa Rao; Dr. C.J.Rao 2014) . *Shell and tube heat exchanger* terdiri dari sebuah *shell* yang di dalamnya disusun *tube* dengan rangkaian tertentu untuk mendapatkan luas permukaan yang optimal . Fluida mengalir di *shell* maupun *tube* sehingga terjadi perpindahan panas antara fluida dengan dinding *tube* sebagai perantara.



**Gambar 2 5** *Shell and tube heat exchanger*(Thulukkanam 2013)

## 2.5 Konstruksi *Shell and Tube Heat Exchanger*

Untuk menentukan konstruksi dari *shell and tube heat exchanger* yang tepat, maka terdapat standar yang digunakan yakni TEMA. Untuk menentukan tipenya dalam standar TEMA menggunakan kode huruf (TEMA 1999).

	Front end stationary head types	Shell types	Rear end head types
A	Channel and removable cover	E One pass shell	L Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	Bonnet (integral cover)	F Two pass shell with longitudinal baffle	M Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	Removable tube bundle only Channel integral with tube-sheet and removable cover	G Split flow	N Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	Channel integral with tube-sheet and removable cover	H Double split flow	P Outside packed floating head
D	Special high pressure closure	J Divided flow	S Floating head with backing device
		K Kettle type reboiler	T Pull through floating head
		X Cross flow	U U-tube bundle
			W Externally sealed floating tubesheet

**Gambar 2 6** TEMA *shell and tube heat exchanger* (Richard C.B., 2007)

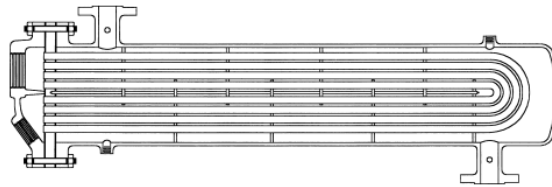
Untuk lebih detail mengenai komponen-komponen utama dari *shell and tube heat exchanger* adalah sebagai berikut :



### 2.5.1 Tube

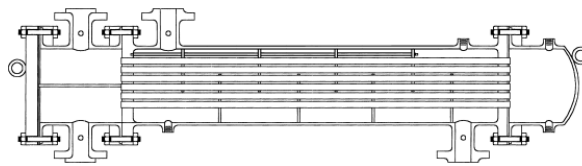
*Tube* merupakan pipa berbentuk silinder yang berfungsi sebagai media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya, selain itu juga digunakan sebagai pemisah antara fluida panas dan dingin yang masing-masing berada di dalam *tube* dan di luar *tube*. Kumpulan dari beberapa *tube* diikat oleh *tube bundle*.

Terdapat tiga jenis desain tube, yaitu *U-tube*, *fixed tube sheet*, dan *floating head*. Tujuan desain adalah untuk mengakomodasi ekspansi termal, proses pembersihan yang mudah, atau biaya konstruksi yang rendah.



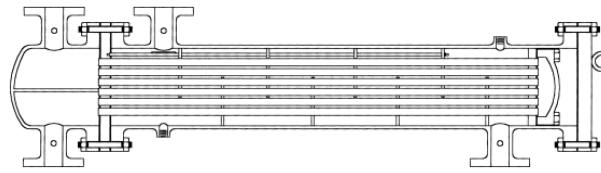
**Gambar 2 7** Desain *U-tube* (Thulukkanam 2013)

*U-tube* ditunjukkan pada gambar 2.7 mempunyai biaya konstruksi yang rendah karena hanya memerlukan satu *tube sheet*. Tetapi sisi *tube* tidak dapat dibersihkan secara mekanikal karena lekukan U pada sisi *tube*, sehingga fluida yang mengalir pada sisi *tube* biasanya fluida yang bersih. *U-tube* juga digunakan bila diperlukan ekspansi termal yang tinggi.



**Gambar 2 8** Desain *fixed tube sheet* (Thulukkanam 2013)

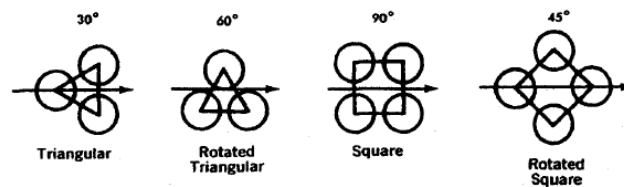
*Fixed tube sheet* ditunjukkan pada gambar 2.8 adalah yang paling banyak digunakan, pada desain jenis ini sisi depan dan belakang shell dilas langsung terhadap *tube sheet* sehingga bundel *tube* tidak dapat dibersihkan. Jenis ini biasa digunakan dalam kondisi fluida yang mengalir di sisi *shell* bersih, dan pembongkaran bundel *tube* tidak diperlukan.



**Gambar 2 9** Desain *floating head* (Thulukkanam 2013)

Pada jenis *floating head* terdapat satu *tube sheet* dengan salah satu ujungnya yang mengapung bebas untuk mengakomodasi ekspansi termal.

Diameter *tube* bisa berkisar dari 12,7 mm (0,5 in) hingga 50,8 mm (2 in), tetapi 19,05 mm (0,75 in) dan 25,4 mm (1 in) adalah ukuran yang paling umum digunakan. *Tube* diletakkan dalam pola segitiga atau persegi pada *tube sheets*.



**Gambar 2 10** *Layout* dan *tube pitch* (TEMA 1999)

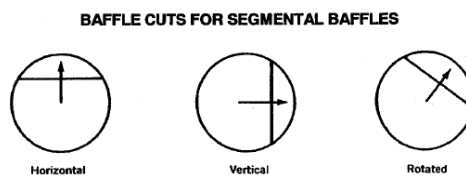
*Layout* persegi biasa digunakan untuk mendapatkan kemudahan saat membersihkan dinding *tube*. *Layout* segitiga memungkinkan lebih banyak *tube* dalam ruang yang diberikan pada *shell*. *Tube pitch* adalah jarak dari pusat-ke-pusat yang terpendek antara *tube* (TEMA 1999).

### 2.5.2 Baffle

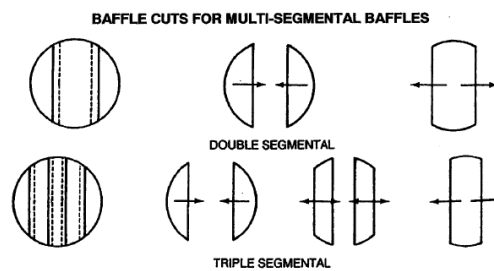
*Baffle* mempunyai dua fungsi, yang pertama dan paling penting adalah menyangga *tube* untuk kekakuan struktural, dan mencegah getaran, yang kedua adalah mengalihkan aliran melintasi bundel untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi.

- a. *Segmental baffle* adalah plat yang terbuat dari logam atau non logam dengan bentuk lingkaran dengan bagian yang terpotong pada sisi *horizontal*, *vertical* atau *rotated*, ada beberapa tipe *baffle* berdasarkan jumlah potongan (*baffle cut*) *segmental* dan *multi segmental*. Perpindahan

panas dan penurunan tekanan aliran di dalam *shell* sangat dipengaruhi oleh *baffle cut*. *Baffle cut* bervariasi antara 20% sampai 50% dengan yang paling umum adalah 20% sampai 25%, dan *baffle cut* yang optimal umumnya 20%, karena memberikan perpindahan panas tertinggi dengan penurunan tekanan terendah (Bichkar, Dandgaval, Dalvi, Godase, & Dey, 2018).

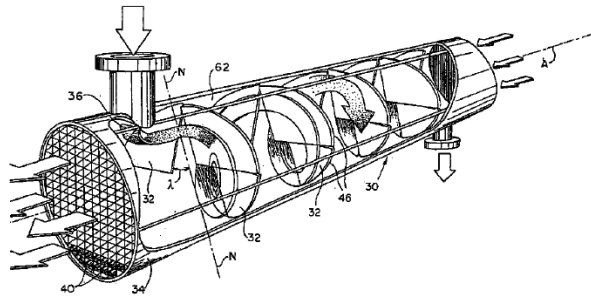


**Gambar 2 11** *Segmental baffle* (TEMA 1999)



**Gambar 2 12** *Multi segmental baffle* (TEMA 1999)

*Helical baffle* adalah *baffle* berbentuk *helical*, bisa secara *continuous* atau terputus-putus yang terdiri dari empat bagian berbentuk *quadrant* yang diposisikan sejajar dengan sudut tertentu terhadap sumbu *tube* sehingga membuat model aliran *helical* (Peng, Wang, & Zhang, 2007) .



**Gambar 2 13** Desain *Shell and tube* menggunakan *helical baffle* (Examiner and Flanigan 2004)

### 2.5.3 *Shell*

Merupakan selubung yang menyelimuti bagian dalam *heat exchanger* sekaligus sebagai rumah dari *tube bundle*, media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya serta untuk menahan beban berat, temperatur dan tekanan fluida.

### 2.5.4 *Front head dan Rear Head*

*Front head* merupakan bagian depan dari *heat exchanger* yang berfungsi tempat mengalirnya fluida masuk ke dalam *heat exchanger*. *Rear head* merupakan bagian belakang dari *heat exchanger* tempat fluida keluar.

## 2.6 *Fouling*

*Fouling* adalah akumulasi endapan yang tidak diinginkan pada permukaan perpindahan panas yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger* dan meningkatkan hambatan aliran fluida sehingga *pressure drop* menjadi lebih tinggi (Ratel dkk, 2013). *Fouling* terjadi karena proses sedimentasi, kristalisasi, reaksi dan korosi. Dalam proses pengolahan minyak mentah atau *refinery*, penyebab *fouling* terutama disebabkan oleh residu yang dibawa oleh fluida (Al-hallaf 2013). *Fouling* tidak dapat dihindari pada *heat exchanger* dan mempengaruhi produktivitas dan efisiensi *heat exchanger*.



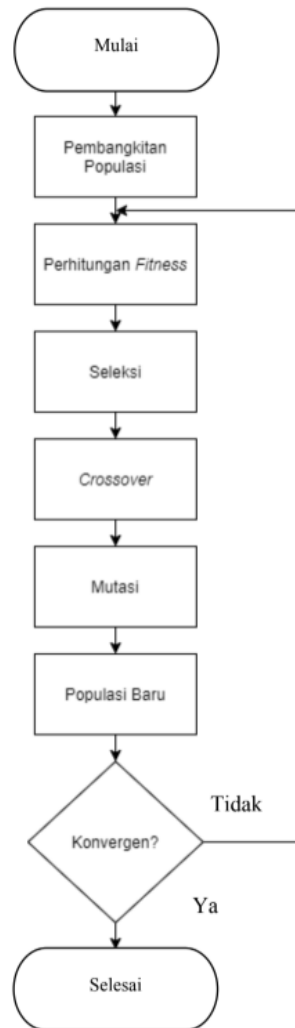
**Gambar 2 14** *Fouling* pada permukaan perpindahan panas *shell and tube*

## 2.7 *Stochastic Algorithm*

Optimisasi dilakukan untuk mencapai tujuan tertentu sesuai dengan fungsi objektif yang telah ditentukan (maksimum atau minimum). Optimisasi terdiri dari dua jenis yaitu metode stokastik dan deterministik. Metode stokastik adalah metode optimisasi yang terdiri dari variabel-variabel acak (*random*) sehingga mempunyai distribusi dan probabilitas tertentu sedangkan metode deterministik variabelnya bebas dan keragamannya acak sehingga tidak mempunyai distribusi dalam probabilitas. Berikut ini merupakan beberapa metode optimisasi algoritma stoakastik.

### 2.7.1 *Genetic Algorithm (GA)*

*Genetic algorithm (GA)* merupakan salah satu metode optimisasi yang menggunakan prinsip seleksi alam dari Darwin. Populasi pada *GA* menggunakan filosofi jumlah kromosom. Pada dikenal adanya proses inisiasi yang terdiri dari proses *selection, crossover, and mutation*. Diagram alir dari metode optimisasi *GA* adalah sebagai berikut



**Gambar 2 15** Diagram alir GA

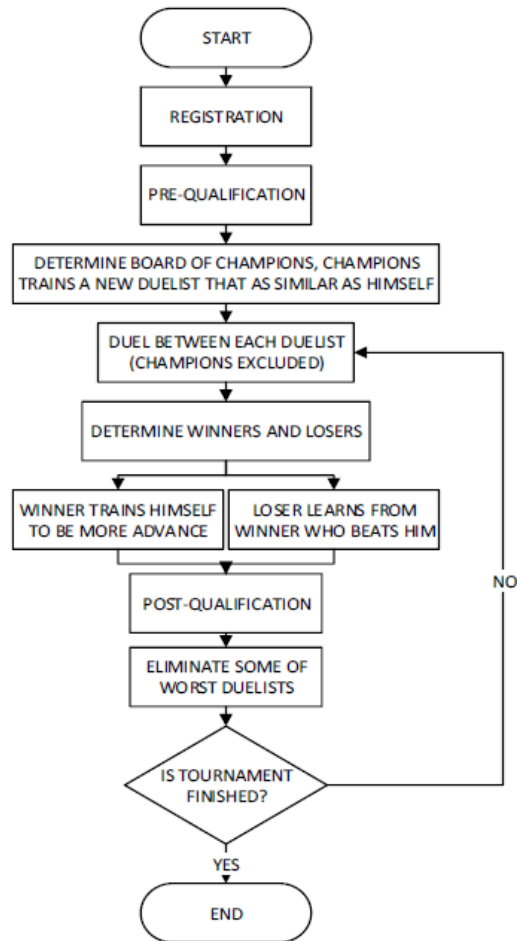
Tahapan dari metode optimisasi GA adalah sebagai berikut (Biyanto, Ramasamy, Jameran, & Fibrianto, 2016)

1. Mulai
2. Menentukan jumlah populasi
3. Melakukan pembangkitan populasi dan parameter
4. Melakukan seleksi *parent selection*
5. Melakukan persilangan masing-masing *parent* dengan probabilitas *crossover* ( $P_c$ ) 0.8 untuk menentukan keturunan yang baru
6. Melakukan mutasi pada masing-masing generasi baru dengan probabilitas mutasi ( $P_m$ ) 0.01

7. Menggantikan populasi saat ini dengan populasi yang baru
8. Melakukan pembangkitan pada masing-masing kromosom pada populasi yang baru
9. Mekanisme *elitism* pada GA yaitu mengambil 90% dari individu yang menang dari populasi saat ini. Populasi yang baru akan diisi oleh keturunan yang baru
10. Kembali ke tahap 4 sampai hasilnya konvergen
11. *Finish*

### **2.7.2 Duelist Algorithm (DA)**

*Duelist algorithm (DA)* adalah salah satu teknik optimisasi yang berasal dari komputasi evolusi yang telah dikembangkan oleh Biyanto pada tahun 2015. *DA* adalah sebuah algoritma yang mengambil filosofi dari bagaimana *duelist* meningkatkan kemampuannya dalam sebuah pertandingan. Pada *DA* fungsi objektif adalah sebagai *duelist* dengan nilai *fitness* adalah nilai yang optimal dari *duelist* yang menang. Diagram alir dari metode *duelist algorithm (DA)* adalah sebagai berikut (Biyanto dkk, 2016)



**Gambar 2.12** Diagram alir DA (Biyanto dkk, 2016)

Tahapan dari metode *DA* adalah sebagai berikut:

1. Mulai
2. *Registration of duelist candidate*

Masing-masing calon *duelist* dalam set *duelist* melakukan registrasi menggunakan *binary array* yang disebut sebagai *Nvar*.

3. *Pre-qualification*

*Pre-qualification* adalah sebuah tes yang diberikan pada masing-masing *duelist* untuk mengevaluasi kemampuan dalam bertarung mereka dalam skillset.

4. Menentukan juara

Penentuan juara dilakukan untuk menyimpan *best duelist*. Masing-masing juara harus melatih *duelist* yang baru sebaik dirinya pada sebuah *duel*. *Duelist* yang baru akan menggantikan posisi juara dan mengikuti pertarungan yang selanjutnya.



5. Menentukan jadwal *duel* antar masing-masing *duelist*

Jadwal *duel* antar masing-masing *duelist* ditentukan secara acak. Masing-masing *duelist* akan bertarung sesuai dengan kemampuan mereka dan keberuntungan yang menentukan yang menang dan kalah. *Duel* tersebut menggunakan logika sederhana. Jika kemampuan bertarung *duelist A* dan keberuntungan yang dimiliki lebih besar dari *duelist B* maka *duelist A* adalah pemenang dan sebaliknya. Keberuntungan *duelist* ditentukan semata-mata fungsi acak untuk menghindari *local optimum*.

6. Peningkatan *duelist*

Peningkatan kemampuan dari masing-masing *duelist* terdiri dari dua metode untuk masing-masing kondisi. Metode pertama untuk *duelist* yang kalah yaitu masing-masing dari yang kalah belajar dari yang menang. Belajar dalam hal ini berarti yang kalah dapat meniru kemampuan dari pemenang dalam *skillset* dan *binary array*. Metode kedua adalah untuk yang menang, masing-masing *duelist* yang menang dapat mengembangkan kemampuan mereka dengan mencoba hal yang baru dari *duelist* yang kalah. Metode ini terdiri dari manipulasi acak dari *winner's array*.

7. *Elimination*

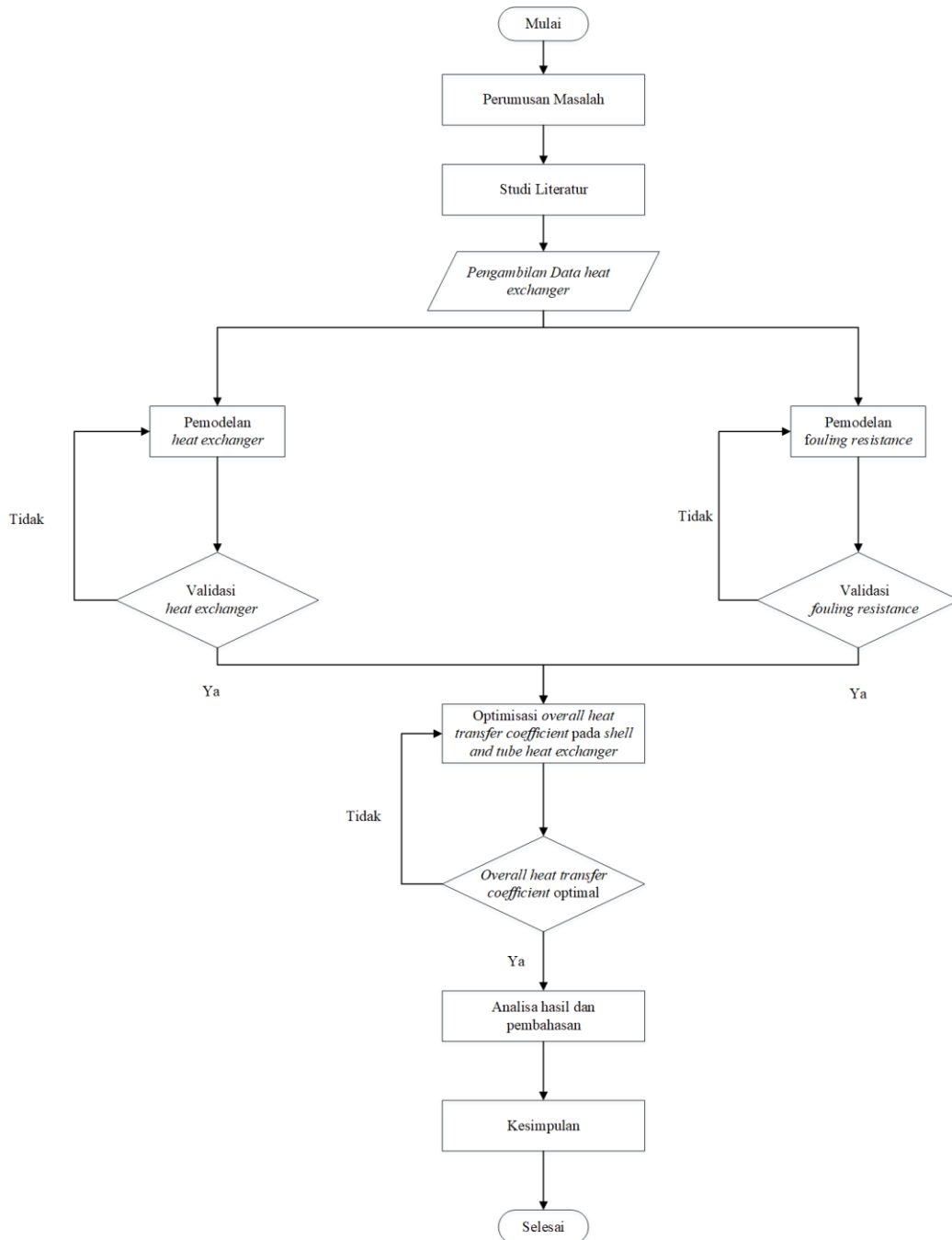
*Duelist* dengan kemampuan *duel* terburuk akan tereliminasi. Hal ini akan terus berulang hingga maksimum iterasi

8. Selesai

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dirancang melalui beberapa tahap yang digambarkan pada diagram alir sebagai berikut.



**Gambar 3. 1** Diagram alir penelitian

### 3.1 Pengambilan Data Heat Exchanger

Pengambilan data *heat exchanger* dilakukan di PLTU PJB Paiton Unit 2. Adapun data yang diambil diantaranya adalah :

- Data dimensi *heat exchanger*
- Data *properties* dari fluida pada sisi *shell* dan *tube heat exchanger*, yang meliputi massa jenis fluida pada sisi *shell* dan *tube*, kapasitas panas fluida pada sisi *shell* dan *tube*, viskositas fluida pada sisi *shell* dan *tube*, dan koefisien konduktivitas termal pada sisi *shell* dan *tube*
- Data kondisi operasi yang terdiri dari temperatur di *inlet* dan *outlet* sisi *shell* dan *tube* dan laju aliran massa di sisi *shell* dan *tube*.

**Tabel 3. 1** Properties Fluida

Properties Fluida						
Fluid allocation			Shell side		Tube side	
			In	Out	In	Out
Fluid circulate			Steam (Hot Fluid)		Feed Water (Cold Fluid)	
Fluid quantity	m	kg/s	29.4500		231.4527	
Temperature	T	°C	240.0000	163.2000	136.9000	156.9000
Density	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	3.5407	891.3100	936.3614	918.5183
Viscosity	$\mu$	kg/ m s	0.0000149	0.0000145	0.0001849	0.0001619
Specific heat	C p	J/kg °C	2031.6000	4637.0000	4239.8000	42829.000 0
Thermal conductivity	K	W/cm °C	0.0380000 0	0.6834000 0	0.2883000 0	0.3043000 0
Inlet pressure	P	kPa	813.9500		18882.7000	

**Tabel 3.2** Geometri Heat Exchanger

<b>Geometri Heat Exchanger</b>				
<i>Shell side</i>	$N_s$	<i>No. of pass shell</i>		1
	$D_s$	<i>Inside diameter</i>	m	1.7
<i>Tube side</i>	$N_p$	<i>No. of passes tubes</i>		2
	$N_t$	<i>No. of tubes</i>		3274
	$d_o$	<i>Outer diameter</i>	m	0.015875
	$t_w$	<i>Thickness</i>	m	0.002108
	$L_{to}$	<i>Length</i>	m	6.096
	$L_{tp}$	<i>Pitch</i>	m	0.022
	$\theta_{tp}$	<i>Layout</i>	o	30
<i>Baffle</i>	$N_b$	<i>No. of baffles</i>		3
	$\theta$	<i>Helix angle</i>	deg	45
	$L_{bc}$	<i>Spacing central</i>	m	0.944
	$L_{bi}$	<i>Spacing inlet</i>	m	0.35
	$L_{bo}$	<i>Spacing outlet</i>	m	0.24

### 3.2 Pemodelan Heat Exchanger

Pemodelan *heat exchanger* digunakan untuk menentukan koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan, *heat duty*, dan *pressure drop*. Data-data yang digunakan untuk memodelkan *heat exchanger* berupa parameter yang sudah ditetapkan nilainya, serta variabel yang nilainya akan diubah-ubah hingga mencapai kondisi yang optimal. Adapun variabel tersebut adalah diameter dalam *shell* ( $D_s$ ), diameter luar *tube* ( $d_o$ ) dan sudut *helical baffle* ( $\beta$ ). Sedangkan parameter yang ditetapkan nilainya diantaranya adalah konduktivitas material pada *tube* ( $K_{cs}$ ), panjang *tube* ( $L_{ta}$ ), *baffle cut* ( $B_c$ ), jumlah *shell* ( $N_s$ ), jumlah *tube pass* ( $N_p$ ), *tube layout* ( $\theta_{tp}$ ), laju aliran masa pada *tube* ( $m_t$ ), viskositas fluida pada *tube* ( $\mu_t$ ), massa jenis fluida pada *tube* ( $\rho_t$ ), konduktivitas termal pada *tube* ( $K_t$ ), kalor jenis fluida pada *tube*

( $C_{p,i}$ ), laju aliran masa pada *shell* ( $m_s$ ), viskositas fluida pada *shell* ( $\mu_s$ ), kalor jenis fluida pada *shell* ( $C_{p,s}$ ), massa jenis aliran pada *shell* ( $\rho_s$ ), konduktivitas termal pada *shell* ( $K_s$ ), temperatur masuk fluida dingin ( $T_{c,i}$ ), temperatur keluar fluida dingin ( $T_{c,o}$ ), temperatur masuk fluida panas ( $T_{h,i}$ ), temperatur keluar fluida panas ( $T_{h,o}$ ).

### 3.2.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

Koefisien perpindahan panas dalam *shell* adalah koefisien perpindahan panas yang terjadi di dalam *shell* oleh fluida yang akan dipanaskan (*production fluid*) menggunakan persamaan B.Peng sebagai berikut (Peng dkk, 2007)

$$h_s = 0.0451 Re^{0.699} Pr^{1/3} \left( \frac{k}{d_o} \right) \quad (3.1)$$

dengan  $k_s$  adalah *thermal conductivity*, dan  $d_o$  adalah *outside diameter tube*. Nusselt number,  $Nu_s$ , merupakan rasio perpindahan panas konveksi dan konduksi terhadap batas pada peristiwa perpindahan panas di permukaan fluida, dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan oleh B.Peng sebagai berikut (Peng dkk, 2007):

$$Nu_s = 0.0451 Re^{0.699} Pr^{1/3} \quad (3.2)$$

Prandtl number pada *shell* ( $Pr_s$ ), dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.3):

$$Pr_s = \frac{c_{ps} \mu_s}{k_s} \quad (3.3)$$

Reynold number pada *shell*,  $Re_s$ , digunakan untuk mengidentifikasi jenis aliran yang berbeda, misalnya laminar dan turbulen, dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.4):

$$Re_s = \frac{u_s d_o \rho}{\mu_s} \quad (3.4)$$

Dengan,  $u_s$  sebagai kecepatan aliran fluida di sisi *shell* yang dinyatakan melalui persamaan (3.5):

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A_s} \quad (3.5)$$

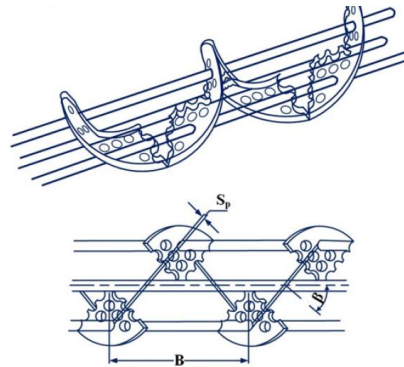
Dimana  $\dot{m}_s$  menyatakan laju aliran massa dari fluida yang mengalir di sisi *shell*,  $\rho_s$  menyatakan densitas fluida yang mengalir pada sisi *shell*, dan  $\mu_s$  menyatakan viskositas dari fluida yang mengalir pada sisi *shell*. Sedangkan  $A_s$  menyatakan *crossflow area* pada *shell*, dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Gao dkk, 2015):

$$A_s = \frac{1}{2} \beta \left( d_s - d_i + 2 \left( \frac{d_i - d_o}{t_n} \right) \right) (t_p - d_o) \quad (3.6)$$

Dimana  $d_s$  adalah diameter *inside diameter shell*,  $d_i$  adalah *inside diameter tube*,  $d_o$  adalah *outer diameter tube*. Selanjutnya  $t_n$  adalah *tube pitch* yang tegak lurus dengan arah *flow* dan  $t_p$  adalah *tube pitch*.

Dengan,  $\beta$  sebagai *helical pitch* yang dinyatakan melalui persamaan (3.7):

$$\beta = 0.6 \tan \theta \quad (3.7)$$



**Gambar 3. 2** Layout helical baffle (Abdelkader, Jamil, and Zubair 2019)

Persamaan (3.6) hingga (3.7) menunjukkan bahwa parameter optimisasi diameter luar *tube* ( $d_o$ ), diameter dalam *shell* ( $d_s$ ), serta sudut *helical baffle* ( $\theta$ ) mempengaruhi nilai *crossflow area* pada *shell*. Perubahan nilai *crossflow area* akan mempengaruhi besar nilai dari *Reynold number*, dan *Nusselt number*, dan akhirnya nilai *shell heat transfer coefficient* juga ikut berubah.

### 3.2.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi Tube

Metode yang digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* adalah *Bell-Delaware's method* (Thulukkanam 2013). Adapun persamaan-persamaan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* sebagai berikut.

Luas permukaan pada *tube* dihitung dengan persamaan (3.8) berikut :

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 N_t N_p}{4} \quad (3.8)$$

Nilai koefisien *heat transfer* sisi *tube* ( $h_t$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.9):

$$h_t = \frac{Nu_t k_t}{d_i} \quad (3.9)$$

Dimana  $N_t$  adalah banyaknya jumlah tube dan  $N_p$  adalah jumlah *tube pass*. Nilai  $d_i$  adalah diameter dalam *tube* yang dipengaruhi oleh diameter luar *tube* ( $d_o$ ) dan ketebalan dinding *tube* ( $t_w$ ) yang didapatkan melalui persamaan (3.10) berikut:

$$d_i = d_o - 2t_w \quad (3.10)$$

Sedangkan  $Nu_t$  adalah bilangan Nusselt pada sisi *tube*, yang menyatakan rasio perpindahan panas secara konveksi dan konduksi secara normal. Nilai bilangan Nusselt untuk sisi *tube* ditentukan berdasarkan bilangan Reynold, dimana dapat dengan persamaan berikut (Souhaimi and Matsuura 2011).

- a) Untuk aliran turbulen dengan  $Re_t > 10^4$  menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)*.

$$Nu_t = 0,027 Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.11)$$

- b) Untuk aliran *intermediate* dengan  $2100 < Re_t < 10^4$  menggunakan persamaan *Colburn*.

$$Nu_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.12)$$



c) Untuk aliran laminar dengan  $Re_t \leq 2100$  menggunakan persamaan *Side-Tate* (*Mac Adamas*).

$$Nu_t = 1,86 \left( \frac{Re_t Pr_t d_i}{L} \right)^{0,5} Pr_t^{1/3} \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.13)$$

Dimana,

$Re_t$  = bilangan Reynold pada sisi *tube*

$Pr_t$  = bilangan Prandtl pada sisi *tube*

$d_i$  = diameter dalam *tube* (m)

$L$  = panjang *tube* (m)

$\mu_t$  = viskositas fluida pada sisi *tube* (kg/m s)

$\mu_w$  = viskositas fluida pada temperatur *wall* sisi *tube* (kg/m s)

Untuk menentukan bilangan Reynold digunakan persamaan (3.14):

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (3.14)$$

Dimana  $G_t$  adalah nilai dari kecepatan aliran massa fluida yang mengalir di sisi *tube* dapat diperoleh dari persamaan (3.15) berikut

$$G_t = \frac{m_t N_p}{A_t} \quad (3.15)$$

Bilangan Prandtl pada *tube* yang merupakan nilai yang menyatakan distribusi temperatur pada aliran tube dapat dihitung dengan persamaan (3.16) berikut

$$Pr_t = \frac{c_{pt} \mu_t}{k_t} \quad (3.16)$$

### 3.2.3 Pressure drop pada *Shell* dan *Tube*

*Shell pressure drop* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.17) sebagai berikut:

$$\Delta p_s = \frac{f r_s \rho_s \cos \beta u_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 d_o} \quad (3.17)$$

$fr_s$  adalah *friction factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.18) berikut :

$$fr_s = 0.226 Re^{-0.206} \quad (3.18)$$

Persamaan (3.17) menunjukkan bahwa variabel optimisasi diameter luar *tube* ( $d_o$ ), diameter dalam *shell* ( $D_s$ ), serta sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) memberikan pengaruh pada nilai *shell pressure drop*.

*Pressure drop* pada sisi *tube* dihitung dengan *Pethukov and Popov's Methods*.

$$\Delta P_t = \left[ 2 \times fr_t \frac{L \times Np}{d_i} + 2 \times Np \right] \times \rho_t \times V^2 \quad (3.19)$$

$$fr_t = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (3.20)$$

Untuk aliran laminer menggunakan persamaan (3.21) berikut :

$$fr_t = \frac{16}{Re_t} \quad (3.21)$$

### 3.2.4 Laju Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Untuk menentukan laju Perpindahan Panas pada *heat exchanger* menggunakan persamaan (3.22) sebagai berikut:

$$Q = U LMTD_{corr.} A_o \quad (3.22)$$

Dimana,

$Q$  = laju perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* (W)

$U$  = koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m<sup>2</sup> °C)

$LMTD_{corr.}$  = *log mean temperature difference corrected* (°C)

$A_o$  = luas permukaan perpindahan panas keseluruhan  
(m<sup>2</sup>)

*Log mean temperature difference corrected* ( $LMTD_{corr.}$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.23) berikut.

$$LMTD_{corr.} = LMTD \cdot F \quad (3.23)$$

Dimana,

$LMTD$  = *log mean temperature difference* (°C)

$F$  = faktor koreksi

*Log mean temperature difference (LMTD)* merupakan rata-rata perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida dingin.  $LMTD$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.24) berikut:

$$LMTD = \frac{(T_{h,i}-T_{c,o})-(T_{h,o}-T_{c,i})}{\ln \left( \frac{T_{h,i}-T_{c,o}}{T_{h,o}-T_{c,i}} \right)} \quad (3.24)$$

Faktor koreksi ( $F$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.25) berikut:

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)/(1-RS)}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-S(R+1)+\sqrt{R^2+1}}} \quad (3.25)$$

Dengan nilai  $R$  didapatkan dari persamaan (3.26) berikut :

$$R = \frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{T_{c,o}-T_{c,i}} \quad (3.26)$$

dan nilai  $S$  dari persamaan (3.27) berikut:

$$S = \frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{T_{h,i}-T_{c,i}} \quad (3.27)$$

Dimana,

$R, S$  = faktor efisiensi temperatur

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

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

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

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

### 3.2.5 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dihitung dengan persamaan (3.28) berikut :

$$cond = \frac{d_o \left( \ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right) \right)}{2 K_{cs}} \quad (3.28)$$

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + cond + R_{fs} + \frac{1}{h_s} \quad (3.29)$$

Dimana,

$U_d$  = koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi kotor  
(*fouling*) (W/m<sup>2</sup> °C)

$Cond$  = perpindahan panas konduksi pada *tube* (m<sup>2</sup> °C /W)

$K_{cs}$  = konduktivitas termal material *tube* (W/ m °C)

$R_{fs}$  = *fouling resistance* pada sisi *shell* (m<sup>2</sup> °C /W)

$R_{ft}$  = *fouling resistance* pada sisi *tube* (m<sup>2</sup> °C /W)

Luas permukaan perpindahan panas dihitung dengan persamaan (3.30) berikut:

$$A_o = \frac{22}{7} d_o L_{ti} N_t N_s \quad (3.30)$$

### 3.3 Pemodelan Fouling Resistance

Untuk menghitung *fouling resistance* pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan *Polley's model* sebagai berikut.

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha Re^{-0,8} Pr^{-\frac{1}{3}} \exp \left( -\frac{E_a}{RT_w} \right) - \gamma Re^{0,8} \quad (3.31)$$

Dimana,

$\frac{dR_f}{dt}$  = *fouling resistance* (m<sup>2</sup> K/J)

$T_w$  = temperatur *tube wall* (K)

$\alpha$  = 277,8 m<sup>2</sup>K/J

$E_a$  = 48 KJ/mol

$$y = 4,17 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2 \text{ K/J}$$

$$R = 0,008314 \text{ KJ/mol K}$$

Temperatur *tube wall* dihitung dengan persamaan (3.32) berikut :

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{h_t}{h_s}} \quad (3.32)$$

Dimana,

$T_{t,av}$  = temperatur rata-rata pada *tube* ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{s,av}$  = temperatur rata-rata pada *shell* ( $^{\circ}\text{C}$ )

### 3.4 Perhitungan Capital Cost dan Operational Cost Heat Exchanger

Untuk menghitung *capital cost* dan *operational cost* pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan persamaan sebagai berikut

#### 1. Capital Cost ( $C_c$ )

$$C_c = A \times C_{HE} \quad (3.33)$$

Dimana,

$C_c$  = *capital cost* (USD)

$A$  = luas area *heat exchanger* ( $\text{m}^2$ )

$C_{HE}$  = *cost heat exchanger* (USD $\text{m}^2$ ) = 359,77 (Biyanto dkk, 2016)

#### 2. Operational Cost

$$O_c = W_p \times P_u \quad (3.34)$$

Dimana,

$O_c$  = *pump cost* (USD)

$W_p$  = kinerja pompa (KWh)

$P_u$  = *pump cost STHE* (USD/KWh) = 0,021 (T. R. Biyanto 2013)

#### 3. Kinerja Pompa

$$W_p = \frac{m \times \Delta p}{\eta} \quad (3.35)$$

Dimana,

$m$  = aliran masa (kg/s)

$\Delta p$  = pressure drop (kg/cm<sup>2</sup>)

$\eta$  = efisiensi heat exchanger

### 3.5 Validasi Pemodelan Heat Exchanger dan Fouling Resistance

Validasi digunakan untuk menentukan seberapa valid hasil pemodelan yang telah dihitung. Proses validasi dilakukan dengan cara membandingkan hasil pemodelan dengan data *sheet* atau data desain *heat exchanger*. Data desain tersebut dianggap data yang paling benar yang sesuai dengan kondisi yang ada di lapangan, sehingga data desain dijadikan pedoman untuk melakukan validasi. Hasil pemodelan dikatakan valid apabila variasi antara hasil pemodelan dengan data *sheet* kecil atau sama. Apabila hasil pemodelan telah valid kemudian lanjut ke proses berikutnya. Apabila hasil pemodelan belum valid, maka perlu untuk memodelkan ulang *heat exchanger* dan *fouling resistance*.

### 3.6 Optimisasi Menggunakan Metode Stochastic Algorithm pada Shell and Tube Heat Exchanger

Optimisasi pada penelitian ini dirancang untuk mendapatkan desain dari *heat exchanger* yang optimal. Fungsi tujuan dari optimisasi pada penelitian ini adalah untuk mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang maksimal. Adapun variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* ( $d_s$ ), diameter luar *tube* ( $d_o$ ), dan sudut *helical baffle* ( $\theta$ ), dengan konstrain *shell pressure drop*. Karena optimisasi pada *heat exchanger* bersifat non linier yang memiliki beberapa lokal optimum, maka teknik optimisasi membutuhkan algoritma yang dapat menemukan global optimum. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode *stochastic algorithm* yakni *genetic algorithm* dan *duelist algorithm*. Dalam optimisasi dengan menggunakan metode stokastik diperlukan beberapa *properties* diantara lain

a) Jumlah variabel yang akan dioptimisasi

Variabel yang mempengaruhi fungsi tujuan yakni diameter dalam *shell* ( $d_s$ ), diameter luar *tube* ( $d_o$ ), dan sudut *helical baffle* ( $\theta$ ) maka jumlah variabel yang dioptimisasi adalah 3.

b) Batas atas dan batas bawah optimisasi

Batas atas dan batas bawah optimisasi digunakan sebagai jangkauan untuk mengacak nilai-nilai variabel optimisasi agar memenuhi fungsi tujuan. Batas atas dan batas bawah diperoleh berdasarkan standar TEMA yang disesuaikan dengan pemodelan *heat exchanger*. Batas atas dan batas bawah variabel optimisasi sebagai berikut :

- diameter dalam *shell* = 1,549 m – 2,034 m
- diameter luar *tube* = 0,01590 m – 0,02220 m
- sudut *helical baffle* = 20° – 40°

c) Iterasi

Iterasi digunakan untuk menentukan jumlah perputaran proses optimisasi. Pada tugas akhir ini digunakan 200 kali iterasi. Hal ini ditentukan berdasarkan grafik hasil optimisasi pada *software* MATLAB yang telah menunjukkan nilai yang konstan pada iterasi ke 200. Apabila grafik telah konstan dan hasil optimisasi tidak berubah, maka iterasi telah selesai.

### 3.7 Analisis Hasil dan Pembahasan

Dilakukan analisa untuk mengetahui pengaruh dari variabel yang dioptimisasi terhadap fungsi tujuan serta data yang sudah didapat dari proses optimisasi menggunakan metode *genetic algorithm* dan *duelist algorithm* kemudian dianalisa berdasarkan teori yang ada.

### 3.8 Penarikan Kesimpulan

Data yang telah dianalisa kemudian akan diambil beberapa kesimpulan berdasarkan data yang telah didapat untuk menjawab permasalahan yang sudah ditentukan di awal.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## BAB IV

### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Hasil Pemodelan dan Validasi Heat Exchanger

Untuk melakukan proses desain *heat exchanger* maka dibutuhkan terlebih dahulu pemodelan dari *heat exchanger*. Pemodelan tersebut membutuhkan spesifikasi *heat exchanger*. Spesifikasi merupakan input yang nantinya akan digunakan untuk pemodelan dan proses optimisasi. Spesifikasi yang dibutuhkan diantaranya adalah dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi dan *properties* fluida.

Proses desain *heat exchanger* memerlukan data *properties* fluida sehingga dapat ditentukan geometri yang optimal sesuai dengan fluida yang mengalir pada sisi *shell* dan *tube*. Fluida yang memiliki kecepatan konstan dapat memperlambat proses terbentuknya *fouling*, sedang fluida yang memiliki kecepatan lambat dan tidak konstan akan mempercepat terbentuknya *fouling*.

Pemodelan dilakukan dengan perhitungan menggunakan persamaan pada sub bab 3.2 Kemudian, dilakukan validasi dengan menggunakan *software* HTRI dengan metode *rating*.

##### 4.1.1 Perhitungan Manual

Perhitungan ini ditujukan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas dari sisi *shell* ( $h_s$ ) maupun *tube* ( $h_t$ ), koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam kondisi kotor (*fouling*) ( $U_d$ ), *heat duty* ( $Q$ ), *pressure drop* di sisi *shell* ( $\Delta p_s$ ) dan di sisi *tube* ( $\Delta p_t$ ), *fouling resistance* di sisi *shell* ( $R_{fs}$ ) dan di sisi *tube* ( $R_{ft}$ ). Perhitungan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* menggunakan persamaan pada sub bab 3.2 .

- a) Koefisien perpindahan panas dari sisi *shell* ( $h_s$ )

$$h_s = 0.0451 Re^{0.699} Pr^{1/3} \left(\frac{k}{d_o}\right)$$

$$h_s = (0.0451)(923072.67^{0.699}) 0.839^{1/3} \left(\frac{0.36}{0.015875}\right)$$

$$h_s = 16359.13$$

- b) Koefisien perpindahan panas dari sisi *tube* ( $h_t$ )

$$h_t = \frac{Nu_t k_t}{d_i}$$

$$h_t = \frac{219.377 \cdot 0.684}{0.011659}$$

$$h_t = 12877.77$$

c) *Fouling resistance* di sisi *shell* ( $R_{fs}$ )

$$\frac{dR_{fs}}{dt} = \alpha Res^{-0,8} Prs^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma Res^{0,8}$$

$$= 9.564E - 08$$

d) *Fouling resistance* di sisi *tube* ( $R_{ft}$ )

$$\frac{dR_{ft}}{dt} = \alpha Ret^{-0,8} Prt^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma Ret^{0,8}$$

$$= 7.84E - 07$$

e) Koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam kondisi kotor / *fouling*

( $U_d$ )

$$\frac{1}{U_d} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + cond + R_{fs} + \frac{1}{h_s}$$

$$\frac{1}{U_d} = \frac{0.015875}{0.011659 \cdot 12877.77} + \frac{0.015875 \cdot 7.84E-07}{0.011659} + 4.71163E - 05 + 9.564E + \frac{1}{16359.12645}$$

$$U_d = 4648.099471$$

f) *Pressure drop* sisi *shell* ( $\Delta p_s$ )

$$\Delta p_s = \frac{fr_s \rho_s \cos \beta u_s^2 (N_b + 1) D_s}{2d_o}$$

$$\Delta p_s = 249586.94$$

g) *Pressure drop* sisi *tube* ( $\Delta p_t$ )

$$\Delta p_t = \left[ 2 \times fr_t \frac{L \times Np}{d_i} + 2 \times Np \right] \times \rho_t \times V^2$$

$$\Delta p_t = 34370.22$$

h) *Capital Cost*

$$C_C = A \times C_{HE}$$

$$C_C = 933.60 \times 359.77$$

$$C_C = 335881.272$$

i) *Operational Cost*

$$W_p = \frac{m \times \Delta_p}{\eta}$$

$$W_p = \frac{29.4500 \times 249586.94}{3.84}$$

$$W_p = 1914149.83$$

$$O_C = W_p \times P_u$$

$$O_C = 1914149.83 \times 0.021$$

$$O_C = 40197.15$$

#### 4.1.2 Perhitungan Dengan HTRI

Untuk validasi dari perhitungan secara manual maka dilakukan perhitungan melalui *software* HTRI dengan metode *rating* untuk mengetahui besar dari nilai deviasi *error* pada perhitungan manual sekaligus menjamin dari hasil perhitungan manual.

a) *Input Summary*

Data yang telah telah dihitung melalui perhitungan secara manual dapat diverifikasi menggunakan *software* HTRI dimulai dengan mengisi *input summary* dengan data heat exchanger secara umum. Dapat dilihat pada gambar lampiran B1.

b) *Input Liquid Properties*

*Liquid* memiliki berbagai variasi *properties* karena bergantung pada suhu, maka dari itu demi akuratnya hasil simulasi maka dicantukan beberapa profil suhu agar *software* sendiri dapat mengolah data secara lebih akurat. Dapat dilihat pada gambar lampiran B2 dan lampiran B3.

c) *Output Summary*

*Output summary* berisikan data *heat exchanger* secara keseluruhan dimana bisa diketahui nilai koefisien heat transfer berdasarkan simulasi *software*. Selain itu juga dapat diketahui gambar geometri dari *heat exchanger* yang telah disimulasikan. Dapat dilihat pada gambar lampiran B4.

Perbandingan hasil pemodelan *heat exchanger* dengan nilai dari desain *heat exchanger* yang didapatkan melalui *software* HTRI dengan metode *rating* dapat dilihat pada tabel 4.1

**Tabel 4. 1** Hasil Perbandingan Nilai Pemodelan Manual dan Hasil Simulasi HTRI

Variabel	Satuan	Pemodelan	Desain	Deviasi (%)
<b>H<sub>s</sub></b>	W/m <sup>2</sup> K	16359.13	16249	1%
<b>H<sub>t</sub></b>	W/m <sup>2</sup> K	12877.77	12554	3%
<b>Δp<sub>s</sub></b>	kPa	249.59	238.7	5%
<b>Δp<sub>t</sub></b>	kPa	34.37	35.099	-2%
<b>R<sub>fs</sub></b>	m <sup>2</sup> K/W	0.000000260	0.0000001	0%
<b>R<sub>ft</sub></b>	m <sup>2</sup> K/w	0.0000002	0.000001	0%
<b>A<sub>o</sub></b>	m <sup>2</sup>	933.60	961.53	-3%
<b>Q</b>	MW	188.09	191.18	-2%
<b>U<sub>d</sub></b>	W/m <sup>2</sup> K	4665.78	4604.8	1%

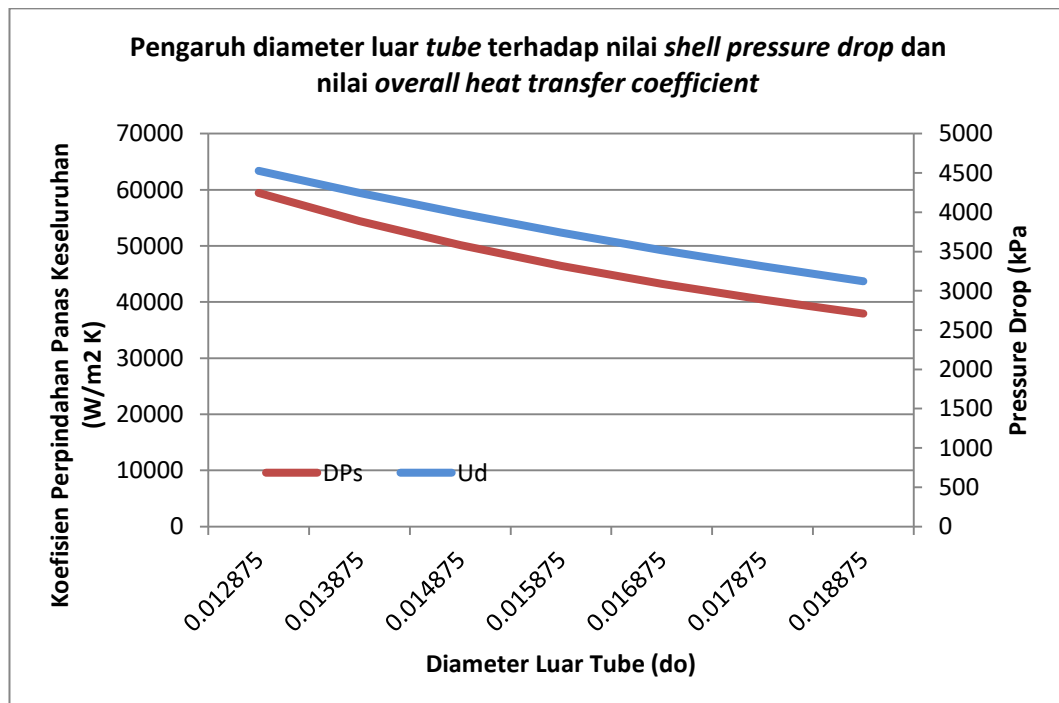
Tabel 4.1 merupakan hasil dari pemodelan manual *heat exchanger* yang dibandingkan dengan data desain *heat exchanger* menggunakan *software* HTRI. Variasi merupakan perbandingan antara pemodelan *heat exchanger* yang dihitung berdasarkan persamaan yang terdapat pada sub bab 3.2 dengan data desain *heat exchanger* hasil desain *rating* menggunakan *software* HTRI. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* ( $h_s$ ) memiliki variasi sebesar 1% dan Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* ( $h_t$ ) memiliki variasi sebesar 3%. Nilai *pressure drop* sisi *shell* ( $\Delta p_s$ ) memiliki variasi sebesar 5%, kemudian pada *pressure drop* sisi *tube* ( $\Delta p_t$ ) sebesar -2%, hal ini disebabkan karena pengaruh dari faktor friksi yakni gesekan antara fluida dengan pipa baik pada sisi *shell* maupun *tube*.

## 4.2 Analisa Sensitivitas

Dilakukan analisa sensitivitas terhadap pengaruh dari perubahan variabel yang dioptimisasi (diameter luar *tube*, diameter dalam *shell*, dan sudut *helical baffle*) terhadap nilai fungsi objektif yang dioptimisasi (*overall heat transfer coefficient*) dan *constraint* (*shell pressure drop* dan *heat duty*).

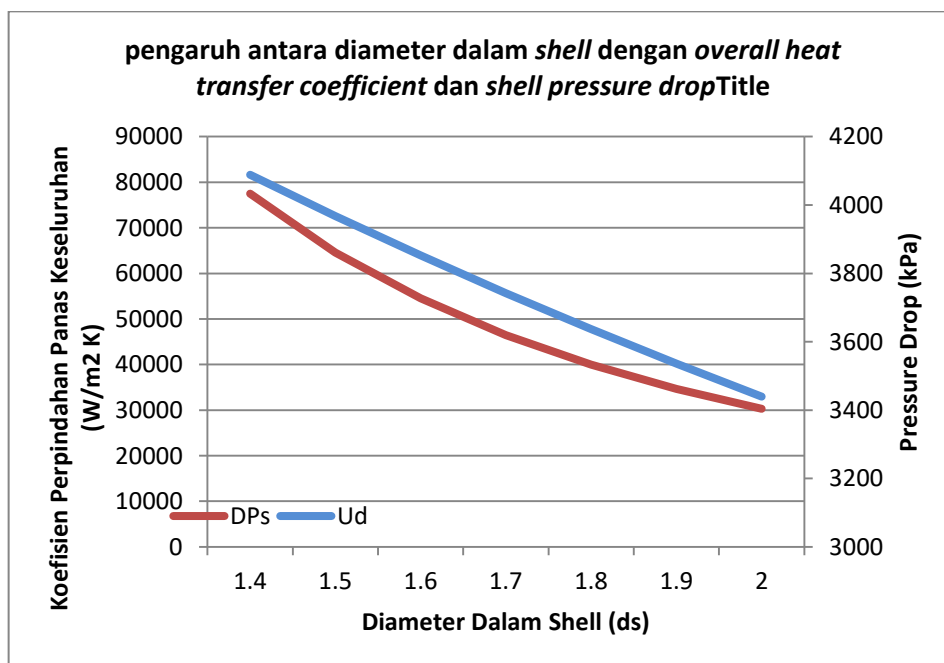
Dalam melakukan analisa sensitivitas, dilakukan variasi nilai diameter luar *tube*, diameter dalam *shell* dan sudut *helical baffle*. Untuk pengamatan dilakukan dalam tiga kondisi, yang pertama dilakukan perubahan nilai pada diameter luar *tube* sedangkan diameter dalam *shell* dan sudut *helical baffle* tetap, yang kedua dilakukan perubahan nilai pada diameter dalam *shell* sedangkan diameter luar *tube* dan sudut *helical baffle* tetap, dan yang ketiga dilakukan perubahan nilai pada sudut *helical baffle* sedangkan diameter luar *tube* dan diameter dalam *shell* tetap.

Pengaruh variabel yang dioptimisasi terhadap *overall heat transfer coefficient* dapat dilihat pada gambar 4.1 berikut ini



**Gambar 4. 1** Grafik pengaruh diameter luar *tube* terhadap nilai *shell pressure drop* dan nilai *overall heat transfer coefficient*

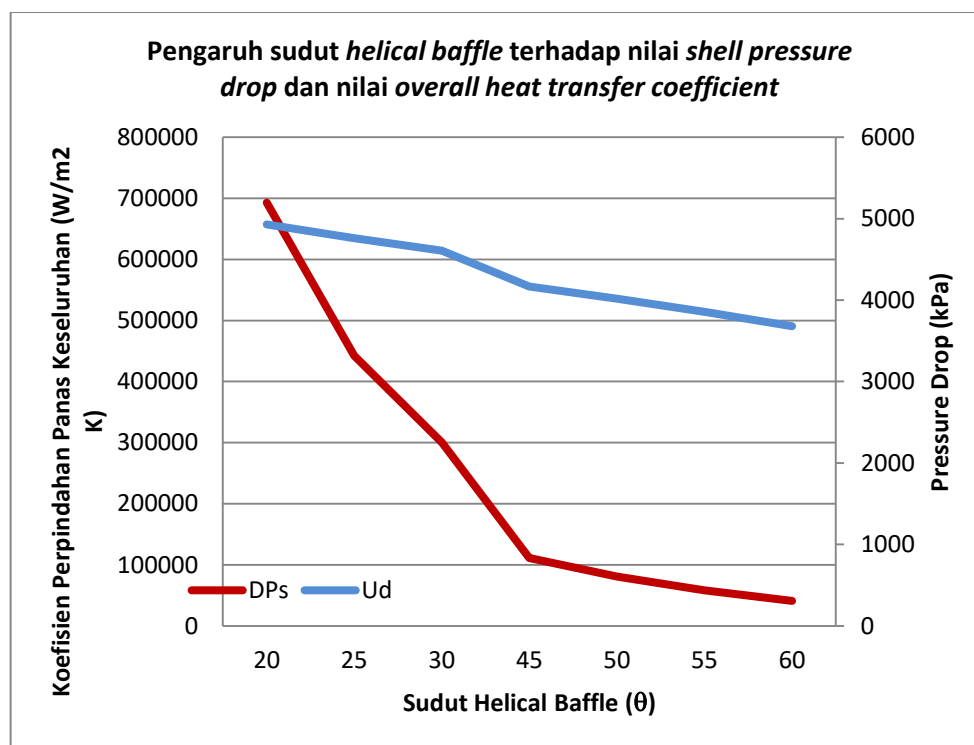
Pada gambar 4.1 ditunjukkan grafik mengenai pengaruh antara diameter luar *tube* dengan *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*. Semakin besar nilai diameter luar *tube* maka *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop* semakin rendah. Untuk menghasilkan performa yang bagus nilai *overall heat transfer coefficient* tidak boleh terlalu rendah, maka besar diameter luar *tube* tidak boleh terlalu besar dan tidak boleh terlalu rendah agar *pressure drop* tidak meningkat sehingga mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop* yang optimal. Diameter luar *tube* mempengaruhi besar *crossflow area*, *crossflow area* merupakan luasan permukaan dimana antara dua fluida bertukar kalor. Perubahan nilai *crossflow area* akan mempengaruhi besar nilai dari Reynold *number*, dan Nusselt *number*, dan akhirnya nilai *heat transfer coefficient* juga ikut berubah. Selain itu *pressure drop* yang besar dapat diartikan sebagai kehilangan energi, karena energi yang hilang ini, maka kerja pompa akan lebih berat dan menghabiskan *cost* yang berlebih.



**Gambar 4. 2** Grafik pengaruh diameter dalam *shell* terhadap nilai *shell pressure drop* dan nilai *overall heat transfer coefficient*

Pada gambar 4.2 ditunjukkan grafik mengenai pengaruh antara diameter dalam *shell* dengan *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*.

Semakin besar nilai diameter dalam *shell* maka *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop* semakin rendah. Seperti halnya pengaruh diameter luar *tube*, untuk menghasilkan performa yang bagus nilai *overall heat transfer coefficient* tidak boleh terlalu rendah, maka besar diameter luar *tube* tidak boleh terlalu besar dan tidak boleh terlalu rendah agar *pressure drop* tidak meningkat sehingga mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop* yang optimal. Nilai diameter dalam *shell* mempengaruhi besar dari *baffle* dan jumlah *baffle*, hal ini menyebabkan perubahan pada nilai *pressure drop* pada sisi *shell*.



**Gambar 4. 3** Grafik pengaruh sudut *helical baffle* terhadap nilai *shell pressure drop* dan nilai *overall heat transfer coefficient*

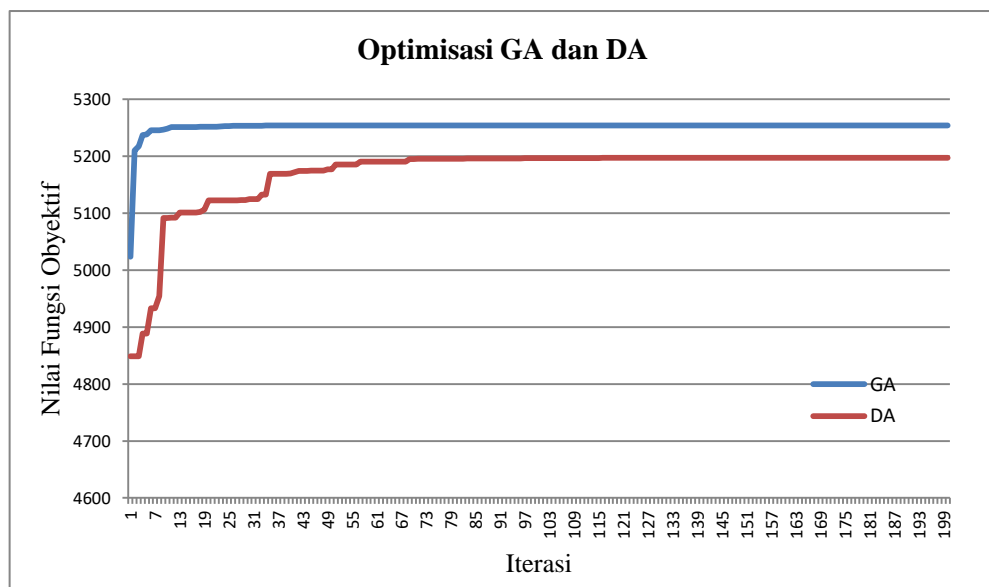
Pada gambar 4.3 ditunjukkan grafik pengaruh antara sudut *helical baffle* dengan *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*. Perubahan nilai dari sudut *helical baffle* berpengaruh terhadap besaran *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*, semakin besar dari nilai sudut *helical baffle* maka *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop* akan semakin rendah. Hal ini dikarenakan sudut *helical baffle* dapat mempengaruhi besar

panjang jarak antar *baffle* dan jumlah *baffle* pada *heat exchanger*. *Baffle* sendiri berfungsi sebagai dinding pemisah untuk mengatur aliran fluida sehingga terbentuk aliran turbulen yang nantinya akan berpengaruh terhadap kemampuan pertukaran kalor, selain itu *baffle* juga menambah luasan dari permukaan perpindahan panas yang menyebabkan kemampuan pertukaran kalor meningkat.

#### 4.3 Optimisasi Fungsi Tujuan Pada Shell and Tube Heat Exchanger menggunakan *Stochastic algorithm*

Dari pemodelan yang telah dilakukan maka didapatkan hasil dengan nilai variasi yang sudah mendekati atau sama dengan data desain maka dapat dilakukan optimisasi. Optimisasi dilakukan untuk mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang terbaik dengan *constraint pressure drop* pada sisi *shell*. *Constraint* diperlukan sebagai batasan kondisi operasi dalam mencari nilai *overall heat transfer coefficient* sehingga nilai *pressure drop* pada sisi *shell* hasil optimisasi tidak boleh melebihi dari nilai *pressure drop* desainnya .

*Stochastic algorithm* merupakan salah satu metode optimisasi yang mencari nilai global optimum dari masing-masing variabel optimisasi. Berikut adalah grafik hasil optimisasi *overall heat transfer coefficient* menggunakan *stochastic algorithm* yang berupa *genetic algorithm* dan *duelist algorithm*.



**Gambar 4. 4** Grafik hasil optimisasi menggunakan *genetic algorithm* dan *duelist algorithm*



Optimisasi dilakukan menggunakan *software* MATLAB R2019a dengan memasukkan persamaan dari pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*, fungsi tujuan optimisasi, *properties* optimisasi dan algoritma *genetic algorithm* serta *duelist algorithm*. gambar 4.4 menunjukkan grafik dari perbandingan hasil optimisasi menggunakan *stochastic algorithm* antara *genetic algorithm* dan *duelist algorithm*. Grafik tersebut menunjukkan hasil *overall heat transfer coefficient* yang maksimal. Berikut adalah tabel perbandingan geometri *heat exchanger* dan *fouling resistance* sebelum dan setelah dioptimisasi.

**Tabel 4.2** Perbandingan Geometri *Heat Exchanger* dan *Fouling Resistance* Sebelum dan Sesudah Optimisasi

Variabel	Satuan	Pemodelan	GA	DA
Do	m	0.015875	0.0159	0.0159
Ds	m	1.7	2.034	2.0286
$\theta$		45	40	37.7778
$C_C$	USD	345930	336411	336411
$O_C$	USD	40.5	8	9.5
Hs	W/m <sup>2</sup> K	16359.13	26894.07	25462.16
Ht	W/m <sup>2</sup> K	12877.77	12828.22	12828.22
dPs	kPa	249.59	48.45	59.00
dPt	kPa	34.37	34.04	34.04
Rfs	m <sup>2</sup> K/W	9.56E-08	2.61E-08	3.37E-08
Rft	m <sup>2</sup> K/w	8E-07	9.42E-07	9.25E-07
Ao	m <sup>2</sup>	961.53	935.07	935.07
Ud	W/m <sup>2</sup> K	4648.1	5217.13	5161.25

Pada tabel 4.2 menunjukkan perbandingan dari hasil optimisasi menggunakan dua metode *stochastic algorithm*, yaitu *genetic algorithm* (GA) dan *duelist algorithm* (DA). Pada optimisasi menggunakan *stochastic algorithm* dapat dilihat bahwa diperoleh nilai diameter dalam *shell* ( $D_s$ ) yang lebih kecil dari pemodelan, diameter luar *tube* ( $d_o$ ) yang lebih kecil dari data pemodelan dan sudut *helical baffle* ( $\theta$ ) yang lebih besar dari data pemodelan. Hal ini menunjukkan

perubahan geometri pada *heat exchanger* dapat mempengaruhi besar nilai dari *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Melalui optimisasi didapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* meningkat dan *pressure drop* berkurang.

Dari dua metode optimisasi yaitu *genetic algorithm* dan *duelist algorithm* terdapat metode yang lebih baik dalam mengoptimisasi nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger*. Pada tabel dapat diketahui metode *genetic algorithm* (GA) menghasilkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang lebih besar daripada metode *duelist algorithm* (DA) dengan masing-masing nilai  $5217.13 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  dan  $5161.25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ . Sedangkan *pressure drop* pada sisi *shell* berkurang dari  $249.59 \text{ kPa}$  menjadi  $48.45 \text{ kPa}$  dan *pressure drop* pada sisi *tube* berkurang dari  $34.37 \text{ kPa}$  menjadi  $34.04 \text{ kPa}$ . Sudut *helical* yang optimal didapat pada  $40^\circ$ .

Nilai *overall heat transfer coefficient* yang meningkat dapat menunjukkan bahwa efisiensi kerja dari *heat exchanger* juga semakin meningkat. Hal ini dikarenakan *overall heat transfer coefficient* yang tinggi akan menyebabkan kalor semakin mudah untuk berpindah.

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari desain dan perhitungan yang telah dilakukan pada tugas akhir ini, maka dapat di tarik kesimpulan sebagai berikut:

- a) Dengan mengganti *segmental baffle* dengan *helical baffle* dan kemudian dilakukan optimisasi pada geometri *heat exchanger*, mampu meningkatkan *overall heat transfer coefficient* sebesar 12.24 % dari menjadi 5217.13 W/m<sup>2</sup> K. Sedangkan *pressure drop* pada sisi *shell* berkurang sebesar 40.59 % dari 249.59 kPa menjadi 48.45 kPa dan *pressure drop* pada sisi *tube* berkurang sebesar 0.96% dari 34.37 kPa menjadi 34.04 kPa.
- b) Untuk mendapatkan nilai overall heat transfer yang maksimal maka geometri heat exchanger didesain agar optimal dengan diameter dalam *shell* ( $D_s$ ) sebesar 2.034 m, diameter luar *tube* ( $d_o$ ) sebesar 0.0159 m dan sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) sebesar 40°.

#### 5.2 Saran

Dari hasil tugas akhir ini dapat diberikan beberapa saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya antara lain :

- a) Menggunakan metode perhitungan yang berbeda untuk mendapatkan nilai yang lebih akurat.
- b) Menggunakan metode optimisasi lain, sehingga mampu mendapatkan nilai fungsi objektif yang lebih baik.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- Abdelkader, Bassel A., Muhammad Ahmad Jamil, and Syed M. Zubair. 2019. "Thermal-Hydraulic Characteristics of Helical Baffle Shell-and-Tube Heat Exchangers." *Heat Transfer Engineering* 0(0): 1–13. <https://doi.org/10.1080/01457632.2019.1611135>.
- Al-hallaf, Waqar Abdulwahid Abdulnabi. 2013. "Theoretical Study on Heat Transfer in the Presence of Fouling." *Iraqi Journal of Chemical and Petroleum Engineering* 14(1): 47–53.
- Biyanto, T. R. 2013. "Optimal Cleaning Schedule for Crude Preheat Train Affected by Fouling Using Genetic 69 AlgorithmNo Title."
- Biyanto, Totok R., M. Ramasamy, Azamuddin B. Jameran, and Henokh Y. Fibrianto. 2016. "Thermal and Hydraulic Impacts Consideration in Refinery Crude Preheat Train Cleaning Scheduling Using Recent Stochastic Optimization Methods." *Applied Thermal Engineering* 108(February): 1436–50. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.068>.
- Biyanto, Totok Ruki dkk, 2016. "Duelist Algorithm: An Algorithm Inspired by How Duelist Improve Their Capabilities in a Duel." *Lecture Notes in Computer Science (including subseries Lecture Notes in Artificial Intelligence and Lecture Notes in Bioinformatics)* 9712 LNCS(January 2016): 39–47.
- Brett, Dan. 2016. "2 - Overview of Thermal Power Plant." 3(7): 264–67.
- De, Dipankar, Tarun K. Pal, and Santanu Bandyopadhyay. 2017. "Helical Baffle Design in Shell and Tube Type Heat Exchanger with CFD Analysis." *International Journal of Heat and Technology* 35(2): 378–83.
- Examiner, Primary, and Allen J Flanigan. 2004. "( 12 ) United States Patent." 1(12).
- G.V.Srinivasa Rao; Dr. C.J.Rao, Dr. N. HariBabu. 2014. "Heat Transfer Analysis on Shell and Tube Heat Exchanger." *International Journal of Research in Aeronautical and Mechanical Engineering Fabrication of Multi Process*

*Machine* 2(1): 11–26.

Gao, Bin, Qincheng Bi, Zesen Nie, and Jiangbo Wu. 2015. “Experimental Study of Effects of Baffle Helix Angle on Shell-Side Performance of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Discontinuous Helical Baffles.” *Experimental Thermal and Fluid Science* 68: 48–57. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.04.011>.

Hanson, Francis V. 1989. 23 Fuel Processing Technology *Heat Exchangers Selection, Design and Construction*.

Kumaran, A Bala. 2018. “Design of Air Pre-Heater to Improve the Efficiency of Boiler in TCC Plant.”

Li, Yong dkk, 2018. “Modeling for the Performance Evaluation of 600 MW Supercritical Unit Operating No.0 High Pressure Heater.” *Energy* 149(0): 639–61. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.103>.

Peng, B. dkk, 2007. “An Experimental Study of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Continuous Helical Baffles.” *Journal of Heat Transfer* 129(10): 1425–31.

Ratel, M. dkk, 2013. “Investigation of Fouling Rates in a Heat Exchanger Using an Innovative Fouling Rig.” *Proc. Int. Conf. Heat Exchanger Fouling and Cleaning - 2013* 2013: 36–41.

Sekretariat Jenderal Ketenagalistrikan. 2018. *Statistik Ketenagalistrikan 2018*.

Souhaimi, Mohamed Khayet, and T. Matsuura. 2011. “Membrane Distillation.” *Membrane Distillation (MD)*: 483–96.

TEMA. 1999. “Standards of the Tubular Exchanger, 8th Edition.” : 298. [http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias\\_nuevas/INSTALACIONES\\_TERMICAS\\_MECANICAS\\_Y\\_FRIGORIFICAS/material/apuntes/TEMA\\_9TH\\_EDITION\\_2007.pdf](http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias_nuevas/INSTALACIONES_TERMICAS_MECANICAS_Y_FRIGORIFICAS/material/apuntes/TEMA_9TH_EDITION_2007.pdf).

Thulukkanam, Kuppan. 2013. Heat Exchanger Design Handbook *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*. <http://books.google.com.tr/books?id=3bjJRAAACAAJ%0Ahttps://books.goo>

gle.com.qa/books?id=ZsU5A1mANWUC.

Wu, Xiao, Jiong Shen, Yiguo Li, and Kwang Y. Lee. 2015. "Steam Power Plant Configuration, Design, and Control." *Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment* 4(6): 537–63.

Zhang, Xiang, Jingqi Yuan, Zhen Tian, and Jingcheng Wang. 2019. "International Journal of Heat and Mass Transfer Estimation of the Direct Leakage of Rotary Air Preheaters Based on Temperature Distribution Modeling." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 134: 119–30. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.172>.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## LAMPIRAN

### LAMPIRAN A. Daftar Simbol

#### A1. Tabel Daftar Simbol

Variabel	Satuan	Keterangan
$h_t$	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>
$h_s$	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>
$Nu_t$		Bilangan Nusselt pada sisi <i>tube</i>
$Nu_s$		Bilangan Nusselt pada sisi <i>shell</i>
$Re_t$		Bilangan Reynold pada <i>tube</i>
$Re_s$		Bilangan Reynold pada <i>shell</i>
$Pr_t$		Bilangan Prandtl pada <i>tube</i>
$Pr_s$		Bilangan Prandtl pada <i>shell</i>
$Q$	MW	<i>Heat duty</i>
$U_f$	$W /m^2 \text{ } ^\circ C$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi <i>fouling</i>
$A_o$	$m^2$	Luas permukaan keseluruhan <i>heat exchanger</i>
$LMTD_{corr}$	$^\circ C$	<i>Log Mean Temperature Difference corrected</i>
$LMTD$	$^\circ C$	<i>Log Mean Temperature Difference</i>
$F$		Faktor koreksi
$T_{c,i}$	$^\circ C$	Temperatur masuk fluida dingin
$T_{c,o}$	$^\circ C$	Temperatur keluar fluida dingin
$T_{h,i}$	$^\circ C$	Temperatur masuk fluida panas
$T_{h,o}$	$^\circ C$	Temperatur keluar fluida panas
$\alpha$	$m^2 K / J$	Konstanta deposit
$E_a$	$KJ / mol$	Energi aktivasi
$\gamma$	$m^2 K / J$	Konstanta supresi
$R$	$kJ / mol K$	Konstanta gas konstan
$R_{fs}$	$m^2 \text{ } ^\circ C / W$	<i>Fouling resistance</i> pada <i>shell</i>
$R_{ft}$	$m^2 \text{ } ^\circ C / W$	<i>Fouling resistance</i> pada <i>tube</i>
$f_s$		Faktor friksi pada <i>shell</i>
$f_t$		Faktor friksi pada <i>tube</i>
$\Delta p_s$	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>shell</i>
$\Delta p_t$	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>tube</i>

$\dot{m}_t$	kg/s	Laju aliran massa fluida sisi <i>tube</i>
$\dot{m}_s$	kg/s	Laju aliran massa fluida sisi <i>shell</i>
$\rho_t$	kg/m <sup>3</sup>	Densitas fluida pada sisi <i>tube</i>
$\rho_s$	kg/m <sup>3</sup>	Densitas fluida pada sisi <i>shell</i>
$\mu_t$	kg/ms	Viskositas fluida pada sisi <i>tube</i>
$\mu_s$	kg/ms	Viskositas fluida pada sisi <i>shell</i>
$\mu_w$	kg/ms	Viskositas fluida pada temperatur wall sisi <i>tube</i>
$C_{p_t}$	J/kg°C	<i>Specific heat</i> fluida pada sisi <i>tube</i>
$C_{p_s}$	J/kg°C	<i>Specific heat</i> fluida pada sisi <i>shell</i>
$K_t$	W/m°C	Konduktivitas termal pada sisi <i>tube</i>
$K_s$	W/m°C	Konduktivitas termal pada sisi <i>shell</i>
$K_w$	W/m°C	Konduktivitas termal material <i>tube</i>
$D_s$	m	Diameter dalam <i>shell</i>
$N_p$		Jumlah <i>tube pass</i>
$N_t$		Jumlah <i>tube</i>
$d_o$	m	Diameter luar <i>tube</i>
$t_w$	m	Ketebalan dinding <i>tube</i>
$L_{to}$	m	Panjang <i>tube</i>
$L_{tp}$	m	Panjang <i>tube pitch</i>
$N_b$		Jumlah <i>baffle</i>
$\beta$	°	Sudut <i>helical baffle</i>
$L_{bc}$	m	Panjang <i>spacing central baffle</i>
$d_{ct}$	m	Diameter <i>central tube</i>
$u_t$	m/s	Kecepatan aliran fluida di sisi <i>tube</i>
$u_s$	m/s	Kecepatan aliran fluida di sisi <i>shell</i>
$A_t$	m <sup>2</sup>	<i>Crossflow area</i> pada sisi <i>tube</i>
$A_s$	m <sup>2</sup>	<i>Crossflow area</i> pada sisi <i>shell</i>

## LAMPIRAN B. Hasil Simulasi HTRI

### B1. HTRI Rating Datasheet

**PERFORMANCE OF ONE UNIT**

Shell Side		Tube Side	
Fluid name	Steam	Fluid name	Feedwater
Fluid quantity, Total	kg/s 29.45	Fluid quantity, Total	kg/s 231.4527
Temperature (In/Out)	C 240 / 163.2	Temperature (In/Out)	C 136.9 / 156.9
Vapor weight fraction (In/Out)		Vapor weight fraction (In/Out)	
Inlet pressure	kPa 813.95	Inlet pressure	kPa 18882.7
Pressure drop, allow.	kPa	Pressure drop, allow.	kPa
Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> -K/W	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> -K/W
Exchanger duty	MegaWatts	Exchanger duty	MegaWatts

**CONSTRUCTION OF ONE SHELL**

Shell Side		Tube Side	
Design/Test pressure	kPaG 827.371 /	Design/Test pressure	kPaG 20684.3 /
Design temperature	C 331	Design temperature	C 209
Number passes per shell	2	Number passes per shell	2
Corrosion allowance	mm 1.6	Corrosion allowance	mm 1.6
Connection	In mm 1 @	Connection	In mm 1 @
Size & Rating	Out mm 1 @	Size & Rating	Out mm 1 @
Intermediate	@	Intermediate	@

**Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)**

Tube No. 3274 OD 15.875 mm Thk(avg) 2.108 mm Length 6.096 m Pitch 22 mm  
 Tube type Plain Material Carbon steel Tube pattern 30  
 Shell SA-516 70 Pl. K02700 ID 1700 OD 1738.1 mm Shell cover SA-516 70 Pl. K02700  
 Channel or bonnet Tubesheet-stationary Tubesheet-floating  
 Floating head cover Imp. Prot. If required by TEMA Rods  
 Baffles-cross Type Single segmental %Cut Spacing(c/c) 544 In/Out 1777 mm  
 Orientation Program sets Crosspasses 8 Turn mm  
 Baffles-long Seal type None  
 Supports-tube U-bend Type None  
 Bypass seal Program Set pairs strips Tube-tubesheet joint Expanded (No groove)  
 Expansion joint No Type  
 Gaskets-Shell side Tube side

### B2. Input Hot Liquid Properties

Property Generator  
 Property Package Composition Conditions Results SI

Thermodynamic model: PengRob  
 Bulk liquid-liquid properties: HYSYS Design mixing rules

Pressure: 813.950 kPa

Temperature (C)	Enthalpy (kJ/kg)	Weight Fraction Vapor	Vapor Properties					Liquid Properties								
			Density (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosity (mN-s/m <sup>2</sup> )	Heat Capacity (kJ/kg-C)	Thermal Cond. (W/m-C)	Mole. Weight (-)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosity (mN-s/m <sup>2</sup> )	Heat Capacity (kJ/kg-C)	Thermal Cond. (W/m-C)	Surface Tension (mN/m)	Critical Pres. (kPa)	Critical Temp. (C)	Mole. Weight (-)	
240.000	-13032	1.00000	3.5406	0.0177	2.0316	0.0380	18.02									
234.710	-13043	1.00000	3.5809	0.0174	2.0299	0.0376	18.02									
229.420	-13054	1.00000	3.6221	0.0172	2.0284	0.0371	18.02									
224.131	-13064	1.00000	3.6644	0.0170	2.0269	0.0366	18.02									
218.841	-13075	1.00000	3.7077	0.0167	2.0255	0.0361	18.02									
213.551	-13086	1.00000	3.7521	0.0165	2.0242	0.0357	18.02									
208.261	-13096	1.00000	3.7977	0.0163	2.0230	0.0352	18.02									
202.971	-13107	1.00000	3.8445	0.0160	2.0220	0.0348	18.02									
197.682	-13118	1.00000	3.8926	0.0158	2.0210	0.0344	18.02									
192.392	-13128	1.00000	3.9419	0.0156	2.0202	0.0340	18.02									
187.102	-13139	1.00000	3.9927	0.0154	2.0195	0.0337	18.02									
181.812	-13150	1.00000	4.0448	0.0151	2.0190	0.0333	18.02									
176.522	-13161	1.00000	4.0985	0.0149	2.0185	0.0331	18.02									
171.233	-13171	1.00000	4.1538	0.0147	2.0183	0.0305	18.02	883.386	0.1573	4.6840	0.6805	44.1808	22120.0	374.15	18.02	
171.231	-13378	0.90000	4.1538	0.0147	2.0183	0.0305	18.02	883.387	0.1573	4.6840	0.6805	44.1811	22120.0	374.15	18.02	
171.231	-13585	0.80000	4.1538	0.0147	2.0183	0.0305	18.02	883.387	0.1573	4.6840	0.6805	44.1811	22120.0	374.15	18.02	
171.231	-13792	0.70000	4.1538	0.0147	2.0183	0.0305	18.02	883.388	0.1573	4.6840	0.6805	44.1812	22120.0	374.15	18.02	

Transfer... Print ... Export ... Graph ...

Copy Components to Program Calculated Option Copy Components from Program Calculated Option Done

### B3. Input Cold Liquid Properties

Property Generator

Property Package: Composition Conditions Results

SI

**HTRI Property Generator Results Using HYSYS**  
 Run Date: 4/24/2020 19:13  
 Flash Method: Integral  
 Critical Method: Local liquid pseudo critical  
 Thermodynamic model: PengRob  
 Bulk liquid-liquid properties: Mass weighted average

Pressure: 18882.7 kPa			Liquid Properties								
Temperature (C)	Enthalpy (kJ/kg)	Weight Fraction Vapor	Density (kg/m3)	Viscosity (mN-s/m2)	Heat Capacity (kJ/kg-C)	Thermal Cond. (W/m-C)	Surface Tension (mN/m)	Critical Pres. (kPa)	Critical Temp. (C)	Mole. Weight (-)	
1	148.100	-15334	0.00000	916.426	0.1836	4.4893	0.6869	49.0752	22120.0	374.15	18.02
2	151.442	-15319	0.00000	913.542	0.1793	4.5020	0.6864	48.3810	22120.0	374.15	18.02
3	154.774	-15304	0.00000	910.645	0.1751	4.5152	0.6857	47.6844	22120.0	374.15	18.02
4	158.096	-15289	0.00000	907.736	0.1712	4.5289	0.6849	46.9856	22120.0	374.15	18.02
5	161.409	-15274	0.00000	904.815	0.1675	4.5430	0.6840	46.2847	22120.0	374.15	18.02
6	164.710	-15259	0.00000	901.881	0.1639	4.5577	0.6829	45.5818	22120.0	374.15	18.02
7	168.001	-15244	0.00000	898.934	0.1605	4.5728	0.6818	44.8770	22120.0	374.15	18.02
8	171.281	-15229	0.00000	895.975	0.1573	4.5885	0.6805	44.1704	22120.0	374.15	18.02
9	174.549	-15214	0.00000	893.002	0.1542	4.6047	0.6792	43.4621	22120.0	374.15	18.02
10	177.806	-15199	0.00000	890.015	0.1512	4.6215	0.6777	42.7523	22120.0	374.15	18.02
11	181.051	-15184	0.00000	887.015	0.1484	4.6388	0.6761	42.0411	22120.0	374.15	18.02
12	184.284	-15169	0.00000	884.001	0.1457	4.6567	0.6744	41.3287	22120.0	374.15	18.02
13	187.503	-15154	0.00000	880.973	0.1431	4.6752	0.6726	40.6153	22120.0	374.15	18.02

Transfer... Print... Export... Graph...

Copy Components to Program Calculated Option Copy Components from Program Calculated Option Done

### B4. Output Summary HTRI

**HTRI HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET** Page 1  
SI Units

Service of Unit Item No.

Type BFU Orientation Horizontal Connected In 1 Parallel 1 Series

Surf/Unit (Gross/Eff) 1086.7 / 961.53 m2 Shell/Unit 1 Surf/Shell (Gross/Eff) 1086.7 / 961.53 m2

**PERFORMANCE OF ONE UNIT**

Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
		Steam		Feedwater	
Fluid Name					
Fluid Quantity, Total	kg/s	29.450		231.45	
Vapor (In/Out)	wt%	100.00	0.00	0.00	0.00
Liquid	wt%	0.00	100.00	100.00	100.00
Temperature (In/Out)	C	240.00	163.20	136.90	156.90
Density	kg/m3	3.5407	891.31	926.10	908.79
Viscosity	mN-s/m2	0.0177	0.1656	0.1988	0.1728
Specific Heat	kJ/kg-C	2.0316	4.6370	4.4466	4.5239
Thermal Conductivity	W/m-C	0.0380	0.6834	0.6888	0.6852
Critical Pressure	kPa				
Inlet Pressure	kPa	813.95		18883	
Velocity	m/s		13.94		1.45
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa	0.000	238.70	0.000	35.099
Average Film Coefficient	W/m2-K		16249		12554
Fouling Resistance (min)	m2-K/W	0.000000		0.000000	
Heat Exchanged	191.18 MegaWatts	MTD (Corrected)	22.0 C	Overdesign	6.82 %
Transfer Rate, Service	2057.3 W/m2-K	Calculated	4804.8 W/m2-K	Clean	4804.8 W/m2-K

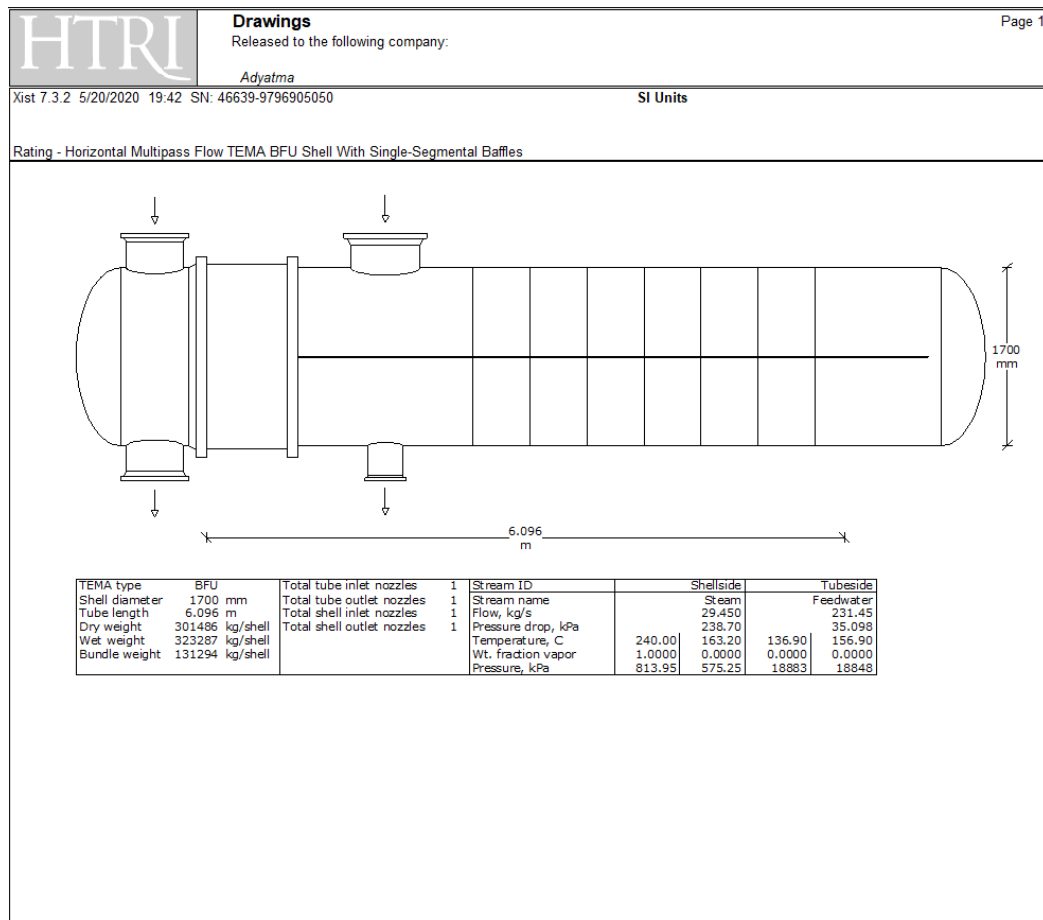
**CONSTRUCTION OF ONE SHELL**

		Shell Side		Tube Side	
Design Pressure	kPaG	827.37		20684	
Design Temperature	C	331.00		209.00	
No Passes per Shell		2		2	
Flow Direction		Downward		Downward	
Connections	In mm	1 @ 641.35	1 @ 336.55		
Size & Rating	Out mm	1 @ 307.09	1 @ 336.55		
	Liq. Out mm	@	@		
Tube No.	3274.0	OD 15.875 mm	Thk(Avg) 2.108 mm	Length 6.096 m	Pitch 22.000 mm Tube pattern 30
Tube Type	Plain	Material Carbon steel			Pairs seal strips 1
Shell ID	1700.0 mm	Kettle ID mm			Passlane Seal Rod No. 0
Cross Baffle Type	Parallel Single-Seg.	%Cut (Diam) 25.34			Impingement Plate Rods
Spacing(c/c)	544.00 mm	Inlet 1777.0 mm			No. of Crosspasses 8
Rho-V2-Inlet Nozzle	2347.1 kg/m-s2	Shell Entrance 3850.5 kg/m-s2	Bundle Entrance 924.94 kg/m-s2	Shell Exit 52.24 kg/m-s2	Bundle Exit 3.67 kg/m-s2
Weight/Shell	301486 kg	Filled with Water	323287 kg	Bundle	131294 kg

Notes:

	Thermal Resistance, %	Velocities, m/s	Flow Fractions
Shell	28.34	Shellside 13.94	A 0.227
Tube	49.94	Tubeside 1.45	B 0.572
Fouling	0.00	Crossflow 20.25	C 0.021
Metal	21.72	Window 20.15	E 0.180
			F 0.000

## B5. HTRI Drawing



## LAMPIRAN C. Koding Optimisasi MATLAB

### C1. Script Fungsi Objektif MATLAB

```
function [ud] = objfunc(x)
%variabel optimisasi
%ha=45
%do=0.015875
%ds=1.7
```

```
ha = x(1); %Helix Angle
do = x(2); %Tube Diameter Outside
ds = x(3); %Shell Diameter Inside
```

```
%Shell Side Fluid Input
mts = 29.45; %Mass Velocity
tsin = 240;
```

```

tsout = 163.2;
dens = 447.4254;           %Density
viss = 0.00009165;       %Viscosity
kinviss = viss/dens;     %Kinematic viscosity
cps = 3334.3000;        %Specific heat
ks = 0.3607;            %Thermal conductivity
prs = viss*cps/ks;      %Prandtl number

%Tube Side Fluid input
mtt = 231.4527;         %Mass velocity
ttin = 136.9;
ttout = 156.9;
dent = 917.4450;       %Densitas
vist = 0.0001723;     %Viscositas
kinvist = vist/dent;  %Kinematic viscosity
cpt = 4530.350;       %Specific heat
kt = 0.68440;        %Thermal conductivity
prt = vist*cpt/kt;   %Prandtl number

%Tube Mechanical Data
np = 2;               %Number of pass
nt = 3274;           %Number of tubes
tle = 6.096;         %Tube effective length
dct = 1.5*do;        %Tube center diameter
ltw = 0.002108;     %Tube thickness
di = do-2*ltw;      %Tube inside diameter
tp = 0.022;         %Tube pitch
tn = 0.011;
ktube = 33;

%Shell Mechanical Data
dotl = 1.688;        %Outer tube bundle diameter
dctl = 1.672;       %Circumsibed tube bundle
diameter

%Baffle Mechanical Data
nb=7;
%el = (2*0.7195)/ds;
%bs = (1-el)*4*ds*(sin(pi/4))*(tand(45)); %helical
pitch
bs= 0.6*(tand(ha));

%Shell Side Heat Transfer Coeffcient
acs = 0.5*bs*(ds-di+((2*((di-do)/tn)^2)*(tp-do)));
%acs = 0.5*(1-dct/ds)*bs*ds*(1-do/tp);
gs = mts/acs;
us = mts/1.41*acs;
reys = (us*do*dens)/viss;

```

```

nus = 0.2*reys^0.6*prs^0.3;
hs = nus*ks/do;

%Tube Side Heat Transfer Coefficient
act = (22/7)*(di^2)*nt*2/4;
gt = mtt*2/act;
ut = 1.46;
reyt = gt*(di)/vist;
nut = 0.023*reyt^0.8*prt^0.4*(0.9874);
ht = nut*kt/(di);

fs = exp(0.576-(0.19*log(reyt)));
%dps = fs*dens*gs^2*ds*(cosd(ha))*(nb+1)*255/(2*do);
dps = (2*fs*(gs^2)*ds*(nb+1)*255.5)/(dens*do*0.00391);
ft = (1.58*(log(reyt))-3.28)^(-2);
dpt=(((2*ft*tle*np)/di)+(2*np))*dent*(1.46)^2);

alfa=277.8;
ea=48;
gamma=(4.17*(10^(-13)));
r=0.008314462;

Tw=146.9+((201.6-146.9)/(1+(ht/hs)));

drft=(alfa*(reyt^(-0.8))*10*(prt^(-1/3))*(exp(-
(ea/(r*Tw)))))-(gamma*(reyt^0.8));
rft=drft;

drfs=(alfa*(reys^(-0.8))*10*(prs^(-1/3))*(exp(-
(ea/(r*Tw)))))-(gamma*(reys^0.8));
rfs=drfs;

cond=do*(log(do/di))/(2*ktube);

ud=1/((do/(di*ht))+((do*rft)/di)+cond+rfs+(1/hs));

end

```

## C2. Script Genetic Algorithm MATLAB

```

%GENETIC ALGORITHM%
%Pembangkitan Populasi dan Parameter
clear all;
clc;

```

```

Dimension = 3;           % dimensi diganti sesuai
dengan jumlah variabel yang dioptimasi
UB = [40 0.0222 2.034]; % Upper Bounds diganti
sesuai dengan constraint fungsi objektif
LB = [20 0.0159 1.549]; % Lower Bounds diganti
sesuai dengan constraint fungsi objektif

Npop      = 60;          %populasi
Maxit     = 70;          %iterasi
el        = 0.75;       %elatism
Pc        = 0.8;        %probabilitas crossover
Pm        = 0.05;       %probabilitas mutasi
Nbit      = 20;         %jumlah bit
%Constrain

eBangkit   = [];
Individu   = [];
eIndividu  = [];
david      = [];
Dadatfit   = [];
Datfit     = [];
summary    = [];
eDadatfit  = [];
efitnessmax = [];
eIndividuMax = [];

Bangkit = round(rand(Npop,Nbit*Dimension));
popsize = size(Bangkit,1);

for i = 1:Dimension
    batas(i) = UB(i)-LB(i);
end
for i =1:Npop
    for j = 1:Dimension
        Desimal(i,j) = bi2de(Bangkit(i,((j*Nbit)-(Nbit-
1)):(j*Nbit)), 'left-msb');
        Individu(i,j) = (Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+LB(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
    end
end

Datfit = [];
variabel = [];
for i = 1:size(Individu,1)
    fitness = objfunc(Individu(i,:));
    Datfit = [Datfit;fitness];
end

```



```

    [fitemax,nmax]=max(Datfit);
end

Dadatfit = [];
for generasi=1:Maxit
    disp('GA processing')
    clear command windows
    clear command history
    clear memory

    if generasi > 1
        sort_fit = sortrows(sort,Nbit*Dimension+1);
        Individul = sort_fit(round((1-
el)*Npop+1):Npop,:);
        remain = sort_fit(round(el*Npop)+1:Npop,:);

        X = Individul;
        M = size(X,1);

        sumfitness = sum(Datfit);
        for i=1:M
            Prob(i) = Datfit(i)/sumfitness;
        end
        for i=2:M
            Prob(i) = Prob(i)+Prob(i-1);
        end
        for i=1:M
            n=rand;
            k=1;
            for j=1:M-1
                if (n>Prob(j))
                    k=j+1;
                end
            end
            Xparents(i,:) = X(k,:);
        end

    %Crossover
        [M,d] = size(Xparents);
        Xcrossed = Xparents;
        for i=1:2:M-1
            c=rand;
            if (c<=Pc)
                p=ceil((d-1)*rand);
                Xcrossed(i,:) = [Xparents(i,1:p)
Xparents(i+1,p+1:d)];
                Xcrossed(i+1,:) = [Xparents(i+1,1:p)
Xparents(i,p+1:d)];
            end
        end
    end
end

```

```

        end
    end
    if (M/2~=floor(M/2))
        c=rand;
        if (c<=Pc)
            p=ceil((d-1)*rand);
            str=ceil((M-1)*rand);
            Xcrossed(M,:) = [Xparents(M,1:p)
Xparents(str,p+1:d)]; %the first child is chosen
        end
    end
end

%Mutasi
[M,d] = size(Xcrossed);
Xnew=Xcrossed;
for i=1:M
    for j=1:d
        p=rand;
        if (p<=Pm)
            Xnew(i,j)=1-Xcrossed(i,j);
        end
    end
end

disp('New fitness calculation');

Bangkit =
[Xnew(:,1:Nbit*Dimension);remain(:,1:Nbit*Dimension)];
end
eBangkit = [eBangkit; Bangkit];

for i =1:Npop
    for j = 1:Dimension;
        Desimal(i,j) = bi2de(Bangkit(i,((j*Nbit)-
(Nbit-1)):(j*Nbit)), 'left-msb');
        Individu(i,j) = (Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+LB(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
    end
end

Datfit = [];
for i = 1:Npop
    fitness = objfunc(Individu(i,:));
    Datfit = [Datfit;fitness];
    [fitemax,nmax] = max(Datfit);
end

Dadatfit = Datfit;

```

```

eDadatfit = [eDadatfit;Dadatfit];
eIndividu = [eIndividu;Individu];
[fitnessmax,nmax] = max(eDadatfit);
efitnessmax = [efitnessmax;fitnessmax];
BangkitMax = eBangkit(nmax,:);
IndividuMax = eIndividu(nmax,:);
eIndividuMax = [eIndividuMax;IndividuMax];
BangkitMaxlast = BangkitMax;
schedmax = BangkitMax;
sort = [Bangkit Dadatfit];
summary = [summary; sort];
david = [david; Dadatfit];

clc
max_variable_design=IndividuMax(1,:)
max_objective_function=fitness(1,:)
figure(gcf)
title('Grafik Nilai Maksimum GA','color','b')
xlabel('Jumlah Iterasi')
ylabel('Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan (W/m2
K)')
hold on
plot(efitnessmax, 'DisplayName', 'efitnessmax',
'YDataSource', 'efitnessmax');
hold on
end

```

### C3. Script Duelist Algorithm MATLAB

```

clear all;
close all;
clc;

Hasilmax=[];
fitnessvector =[];
XDueler=[];
convergemax = [];
convergeiter = [];
DFDAfit = [];
xmax = [];
minmax = 'max'; % 'max' Maximum or 'min'
Minimum
Population = 200; % Total number of duelists in a
population
MaxGeneration = 150; % Maximum Generation/Iteration
FightCapabilities = 50; % Fighting Capabilities
Champion = 0.1; % Champion Percentage
ProbLearning = 0.8; % Learning Probability

```

```

ProbInnovate = 0.1;           % Innovate Probability
Luckcoeff = 0.01;           % Luck Coefficient
LuckA = 0;                   % First Duelist Luck
Coefficient
LuckB = 0;                   % Second Duelist Luck
Coefficient
Duelist = [];
Duelisttemp1 = [];
Duelisttemp2 = [];
Duelisttemp3 = [];
DuelistInteger = [];
Datafit = [];
Data1fit = [];
DataSort = [];
ElitDuelist = [];
HMI = [];
DataFDAfit = [];
maxall = [];
Dimension = 3;               % dimensi diganti sesuai
                              % dengan jumlah variabel yang dioptimasi
UB = [40 0.0222 2.034];     % Upper Bounds diganti
                              % sesuai dengan constraint fungsi objektif
LB = [20 0.0159 1.549];    % Lower Bounds diganti
                              % sesuai dengan constraint fungsi objektif

for rc = 1:Dimension
    RangeB(rc) = UB(rc) - LB(rc);
end

if (strcmp(minmax,'max'))
    mm = 1;
else
    mm = -1;
end

%====Registrasi Duelist====
Duelist =
floor(9*rand(Population, (FightCapabilities*Dimension)) +
rand());

%====Array to Int====
for i = 1:Dimension
    for j = 1:Population
        Duelisttemp1 = Duelist(j, ((i*FightCapabilities-
FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
    end
end

```

```

        Duelisttemp2 = num2str(Duelisttemp1);
        Duelisttemp3 =
Duelisttemp2(~isspace(Duelisttemp2));
        DuelistInteger(j,i) = str2num(Duelisttemp3);
    end
end

Datafit = [];

disp('DA Processing');
for Generasi = 1:MaxGeneration

    %=====DA Processing=====

    if (Generasi > 1)
        clc
        Generasi

        %=====sortir=====
        sort_fit = sortrows(sort,
(FightCapabilities*Dimension) + 1);
        Duelist1 =
sort_fit(randperm(size(sort_fit,1)),:);
        Remain = sort_fit(round((1-
Champion)*Population) + 1:Population, :);
        Winner = [];

        X = Duelist1;
        N = size(X,1);

        if mod(N,2) == 0
            M=N;
        else
            M=N-1;
        end

        for i=1:M
            fitnessvector(i) =
X(i,(FightCapabilities*Dimension) + 1);
        end

        fitnessvector = fitnessvector';
    end
end

```

```

%====Setting Duelist====
for i=1:M
    XDueler = X;
end

%====Setting Duel Arena====

for i=1:2:M-1
    LuckA = (fitnessvector(i)*(Luckcoeff +
rand*2*Luckcoeff));
    LuckB = (fitnessvector(i+1)*(Luckcoeff +
rand*2*Luckcoeff));
    if fitnessvector(i)+LuckA <=
fitnessvector(i+1)+LuckB
        Winner(i) = 0;
        Winner(i+1) = 1;
    elseif fitnessvector(i)+LuckA >
fitnessvector(i+1)+LuckB
        Winner(i) = 1;
        Winner(i+1) = 0;
    end
end

%====Skill Transfer + Innovate====

[M,d] = size(XDueler);
XAftermatch = XDueler;
for i=1:2:M-1
    if (Winner(i)==1)
        p = ceil(((d/2)-1)*rand*ProbLearning);
        str = ceil(p+1+(((d/2)-2-
p)*rand*ProbLearning));
        XAftermatch(i,:) = [XDueler(i,1:p)
XDueler(i+1,p+1:str) XDueler(i,str+1:d)];
        for j=1:d
            p = rand;
            if (p<=ProbInnovate)
                XAftermatch(i+1,j) =
abs(floor(rand()*9));
            end
        end
    else
        p = ceil(((d/2)-1)*rand*ProbLearning);
        str = ceil(p+1+(((d/2)-2-
p)*rand*ProbLearning));

```

```

        XAftermatch(i+1,:) = [XDueler(i+1,1:p)
XDueler(i,p+1:str) XDueler(i+1,str+1:d)];
        XAftermatch(i,:) = XDueler(i,:);
        for j=1:d
            p = rand;
            if (p<=ProbInnovate)
                XAftermatch(i,j) =
abs(floor(rand()*9));
            end
        end
    end
end

Xnew = XAftermatch;

    sort_fitnew = sortrows(Xnew,
(FightCapabilities*Dimension) + 1);
    Duelistnew =
sort_fitnew(round((Champion)*Population)+1:Population,:
);
    Duelist =
[Duelistnew(:,1:(FightCapabilities*Dimension));Remain(:
,1:(FightCapabilities*Dimension))];

end;
ElitDuelist = [ElitDuelist; Duelist];

for i = 1:Dimension
    for j = 1:Population
        Duelisttemp1 =
Duelist(j,((i*FightCapabilities-
FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
        Duelisttemp2 = num2str(Duelisttemp1);
        Duelisttemp3 =
Duelisttemp2(~isspace(Duelisttemp2));
        DuelistInteger(j,i) =
str2num(Duelisttemp3);
    end
end

Datafit = [];

for k = 1:Population

    for ii=1:Dimension

```

```

                X0(ii,k) =
                (((DuelistInteger(k,ii)+1)/(10^FightCapabilities))*Rang
                eB(ii))+LB(ii);
                end

%           cost = -
                (((X0(1,k).^2)+(X0(2,k).^2)).^0.5).*cos((X0(1,k))-
                (X0(2,k))).*exp(cos((X0(1,k)).*(X0(2,k)+5))./7));
                fitness = objfunc(X0(:,k));
                Datafit = [Datafit; mm*fitness];
                end

                Data1fit = Datafit;
                [fitnessmax, nmax] = max(Data1fit);
                DataFDAfit = [DataFDAfit;fitnessmax];
                DuelistMax = Duelist(nmax,:);
                DuelistMaxLast = DuelistMax;
                Hasilmax = DuelistMax;
                sort = [Duelist Datafit];
                maxall = [maxall; sort];
                for i = 1:Dimension
                    HasilMaxtemp1 =
                Hasilmax(1,((i*FightCapabilities)-
                FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
                    HasilMaxtemp2 = num2str(HasilMaxtemp1);
                    HasilMaxtemp3 =
                HasilMaxtemp2(~isspace(HasilMaxtemp2));
                    HasilMaxInt(1,i) = str2num(HasilMaxtemp3);
                end
                HMIIt = [];
                for ij=1:Dimension
                    HMIIt = [HMIIt, HasilMaxInt(1,ij)];
                end
                HMI = [HMI; HMIIt];
            end

            plot(DataFDAfit);
            hold on

            [fitnessmaxf, nmaxf] = max(DataFDAfit);
            for ik=1:Dimension
                X0maxfix(ik) =
                (((HMI(nmaxf,ik)+1)/(10^FightCapabilities))*RangeB(ik))
                +LB(ik);
            end

            X0maxfix
            [fitnessmaxf, nmaxf] = max(DataFDAfit)

```



```

convergemax = [convergemax;fitnessmaxf];
convergeiter = [convergeiter;nmaxf];
xmax = [xmax;X0maxfix];
DFDAfit = [DFDAfit,DataFDAfit];

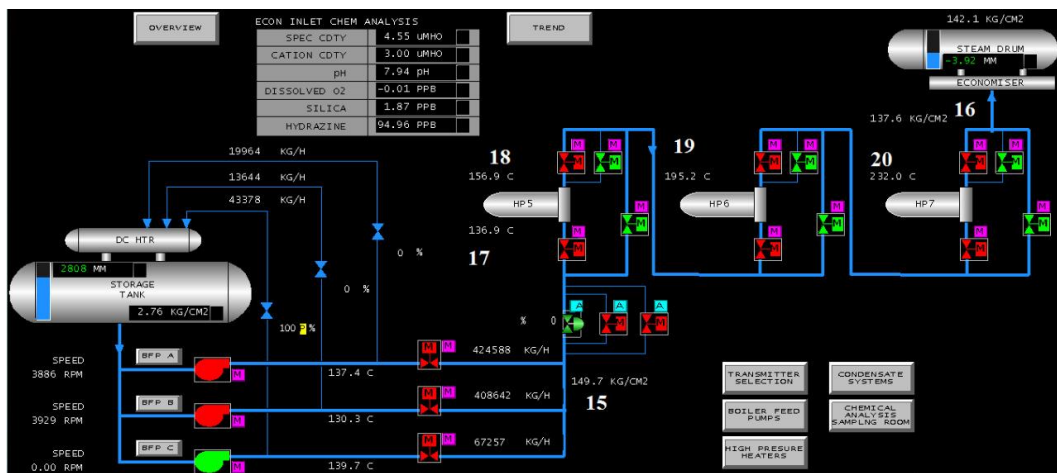
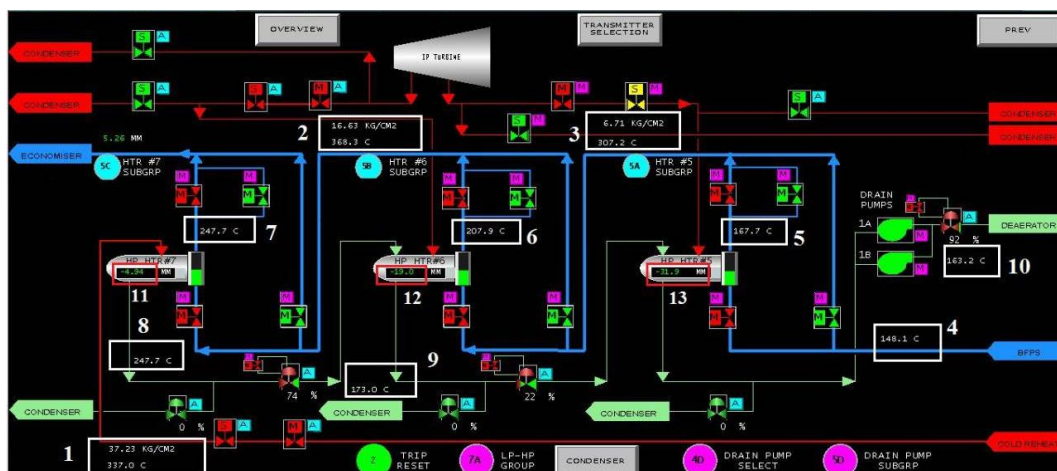
```

```

figure(gcf)
title('Grafik Nilai Maksimum DA', 'color', 'b')
xlabel('Jumlah Iterasi')
ylabel('Nilai Fungsi Obyektif')

```

### LAMPIRAN D. PFD High Pressure Heater



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BIODATA PENULIS



Nama lengkap penulis adalah Adyatma Taufiq Rahman Putra, lahir di Kabupaten Jombang pada tanggal 27 November 1997 dari pasangan Bapak Dwi Setyawan dan Ibu Sri Wahyuni. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Pada tahun 2010 penulis menyelesaikan pendidikan Sekolah Dasar di SD Plus Darul Ulum Jombang, pada tahun 2013 menyelesaikan pendidikan Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 1 Jombang, pada tahun 2016

menyelesaikan pendidikan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 2 Jombang. Pada tahun yang sama penulis terdaftar sebagai mahasiswa di Departemen Teknik Fisika Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penulis telah aktif dalam organisasi kemahasiswaan menjadi pengurus Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FT-IRS) ITS . Serta ikut dalam berbagai kepanitiaan diantaranya Gerigi ITS dan EPW. Selain itu juga tergabung dalam tim Barunastra ITS.

Konsentrasi tugas akhir yang didalami adalah bidang rekayasa instrumentasi dan kontrol. Pada bulan Juli 2020 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **Optimisasi Desain Pada *High Pressure Heater (HPH)* di PLTU Paiton dengan Menggunakan Metode *Stochastic Algorithm*.**

Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir, serta memberikan kritik dan saran maka dapat menghubungi penulis melalui *email* : [taufiqadyatma@gmail.com](mailto:taufiqadyatma@gmail.com)