TUGAS AKHIR – TF 141581

OPTIMASI DESAIN *HELICAL BAFFLE* PADA *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE *GENETIC ALGORITHM* DI *CENTRAL GATHERING STATION 5* PT CHEVRON PACIFIC INDONESIA

RENGGA AHMAD PRASETIA
NRP.2411100030

Dosen Pembimbing
Hendra Cordova, ST., MT.
Dr Gunawan Nugroho, ST., MT.

JURUSAN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015

FINAL PROJECT – TF 141581

OPTIMIZATION OF HELICAL BAFFLE DESIGN OF HEAT EXCHANGER USING GENETIC ALGORITHM METHOD IN CENTRAL GATHERING STATION 5 PT CHEVRON PACIFIC INDONESIA

RENGGA AHMAD PRASETIA
NRP.2411100030

Supervisor
Hendra Cordova, ST., MT.
Dr Gunawan Nugroho, ST.,MT.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMASI DESAIN *HELICAL BAFFLE*
PADA *HEAT EXCHANGER*
MENGGUNAKAN METODE *GENETIC ALGORITHM*
DI *CENTRAL GATHERING STATION 5*
PT CHEVRON PACIFIC INDONESIA

TUGAS AKHIR

Oleh:

RENGGA AHMAD PRASETIA
NRP. 2411 100 030

Surabaya, 29 Juli 2015
Mengetahui/Menyetujui

Pembimbing I	Pembimbing II
Hendra Cordova, ST, MT	Dr. Gunawan Nugroho, ST, MT
NIPN. 196905301994121001	NIPN. 197711272002121002

Ketua Jurusan
Teknik Fisika, FTI – ITS

Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA
NIP. 196503091990021001

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMASI DESAIN *HELICAL BAFFLE*
PADA *HEAT EXCHANGER*
MENGGUNAKAN METODE *GENETIC ALGORITHM*
DI *CENTRAL GATHERING STATION 5*
PT CHEVRON PACIFIC INDONESIA

TUGAS AKHIR
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
RENGGA AHMAD PRASETIA
NRP 2411 100 030

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Hendra Cordova, ST, MT ..... (Pembimbing I)
2. Dr. Gunawan Nugroho, ST, MT ..... (Pembimbing II)
3. Dr. Ir. Ali Musyafa', MSc ..... (Ketua Tim Penguji)
3. Dr. Ir. Purwadi A. D, M.Sc ..... (Penguji I)

SURABAYA, 2015

OPTIMASI DESAIN *HELICAL BAFFLE*
PADA *HEAT EXCHANGER*
MENGGUNAKAN METODE *GENETIC ALGORITHM*
DI *CENTRAL GATHERING STATION 5*
PT CHEVRON PACIFIC INDONESIA

Nama : Rengga Ahmad Prasetia
NRP : 2411100030
Jurusan : Teknik Fisika FTI – ITS
Pembimbing I : Hendra Cordova, ST., MT.
Pembimbing II : Dr Gunawan Nugroho, ST., MT.

Abstrak
Unit *Heat Exchanger* di *Central Gathering Station* 5 (CGS 5) PT Chevron Pacific Indonesia merupakan komponen di industri untuk melakukan pertukaran panas *production fluid* yang masuk ke CGS. Didalam fasilitas CGS terdiri dari *Oil Treatment Plant* (OTP) dan *Water Treatment Plant* (WTP). *Production Fluid* (campuran dari gas-minyak-air-pasir) dari lapangan dan *test station* yang masuk fasilitas OTP terlebih dahulu dipisahkan dalam HEX untuk diatur dan dikontrol temperaturnya sampai *range* 180 – 200 ^{0}F untuk pemisahan dan kebutuhan *chemical* pada *oil* dan air dari temperatur 120 – 150 ^{0}F. Oleh karena itu, *heat exchanger* di CGS 5 telah terpasang sebanyak 20 *heat exchanger* (HEX). Performansi dari alat ini menjadi sangat penting, karena apabila performansinya menurun, hal tersebut dapat meningkatkan *cost production* akibat kenaikan *steam* yang dialirkan ke dalam *heat exchanger*. Performansi dari *heat exchanger* dapat ditentukan dari beberapa parameter yaitu koefisien keseluruhan *heat transfer* (U), luasan area (A), dan *Pressure Drop* (ΔP). Komponen untuk meningkatkan nilai perpindahan panas yang penting salah satunya adalah *baffle* (penyekat). Tipe HEX yang digunakan pada unit HEX CGS 5 adalah *Shell and Tube Heat Exchanger* dengan *baffle* tipe *segmental*. Desain ulang menjadi solusi untuk meningkatkan perpindahan panas yaitu dengan mengganti tipe *baffle* menjadi

helical baffle. Berdasarkan data analisis yang telah dilakukan terhadap *helical baffle* menunjukkan bahwa desain *heat exchanger helical baffle* dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas dari *heat exchanger* yaitu sebesar 164.5658 W/m^2C dan menurunkan *pressure drop* sampai 12.0607 kPa dalam luasan area sebesar 454.1232 m^2. Tentunya dalam mendesain ulang *heat exchanger* harus menentukan parameter desain yang optimal dan metode optimasi. Parameter desain untuk *helical baffle* adalah diameter *tube* dan sudut *helix*. Metode optimasi yang digunakan adalah metode optimasi *Genetic Algorithm* dan didapat hasil yang optimal untuk desain diameter *tube* sebesar 19.063 mm dan sudut heliks 35.014^0.

Kata Kunci : ***Shell and Tube Heat Exchanger, Helical Baffle,* Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan, *Pressure Drop,* Luasan Area, Diameter *Tube* dan Sudut *Helix***

OPTIMIZATION OF HELICAL BAFFLE DESIGN OF HEAT EXCHANGER USING GENETIC ALGORITHM METHOD IN CENTRAL GATHERING STATION 5 PT CHEVRON PACIFIC INDONESIA

Name	**: Rengga Ahmad Prasetia**
NRP	**: 2411100030**
Department	**: Teknik Fisika FTI – ITS**
1st Supervisor	**: Hendra Cordova, ST., MT.**
2nd Supervisor	**: Dr Gunawan Nugroho, ST., MT.**

Abstract

Heat Exchanger Unit in Central Gathering Station 5 (CGS 5) PT Chevron Pacific Indonesia is an industrial component for exchanging heat of production fluid. CGS facilities consist of Oil Treatment Plant (OTP) and Water Treatment Plant (WTP). Production fluid (mixtures of gas-oil-water-sand) from the field and test station that enters to the Oil Treatment Plant facility needed to separate through HEX for temperature adjustment and control. The designed intention of HEX system is to maintain incoming production fluid temperature at range 180 – 200 ^oF (preferable 190 ^oF) for optimum oil-water separation and chemical consumption from temperature at 120 – 150^0F. There are 20 HEX's installed in CGS 5. The performance of Heat exchanger is very important, because when the performance of heat exchanger was decreased, it will be increasing cost of production. The performance of heat exchanger can be examined by some parameter, such as overall heat transfer coefficient (U), surface area (A), and Pressure Drop (ΔP). A baffle is a component from heat exchanger to increase the value of heat transfer. Type of HEX in CGS 5 is Shell and Tube Heat Exchanger with segmental baffle. Re-design is the solution to increase coefficient of heat transfer by changing baffle type to helical type. Based on the result, helical baffle will increase heat transfer coefficient in nearly 164.5658 W/m^2C and decrease

pressure drop until 12.0607 kPa in the area surface at 454.1232 m^2. Actually, in according to re-design heat exchanger must be determined the optimal design parameter and optimization method. The design parameter from helical baffle is diameter of tube and helix's angle. In optimization method using a Genetic Algorithm shows that diameter optimum of tube and helix's angle is 19.063 mm and 35.014^0.

Keywords: Shell and Tube Heat Exchanger, Helical Baffle, Overall Heat Transfer Coefficient, Pressure Drop, Surface Area, Tube Diameter and Helix Angle

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kehadirat Allah SWT atas limpahan rahmat, hidayah dan kasih sayang-Nya serta shalawat dan salam atas Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya tugas akhir dengan judul: "**Optimasi Desain *Helical Baffle* Pada *Heat Exchanger* Menggunakan Metode *Genetic Algorithm* di *Central Gathering Station* 5 PT Chevron Pacific Indonesia**"

Sampai terselesaikannya tugas akhir ini, penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak, baik langsung maupun tidak langsung. Untuk kesekian kalinya penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak dan Ibuku, serta keluarga yang telah memberikan dorongan secara moril maupun materil dan senantiasa mendoakanku.
2. Pemerintah melalui Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi (Ditjen Dikti) Kementrian Pendidikan Nasional pada tahun 2011 yang telah memberikan Beaiswa Bidikmisi selama 4 tahun.
3. Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA., selaku Ketua Jurusan Teknik Fisika FTI-ITS Surabaya.
4. Bapak, Prof. Ir. Sekartedjo, M Sc. selaku dosen wali dengan sabar memotivasi dan membimbing penulis selama kuliah di Teknik Fisika ITS.
5. Bapak Hendra Cordova, ST, MT; Bapak Dr. Gunawan Nugroho, S.T., M.T dan Bapak Totok Ruki Biyanto,P.hD.. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang dengan sabar memotivasi dan membimbing penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini di Jurusan Teknik Fisika FTI-ITS Surabaya
6. Bapak Ir. Ya'umar, MT. selaku Kepala Laboratorium Rekayasa Instrumentasi yang telah memberikan wawasan terkait Tugas Akhir dan memberikan arahan pada penulis

selama menyelesaikan studi di Teknik Fisika-ITS Surabaya.

7. Bapak Ari Widodo beserta seluruh Anggota Tim yang telah membantu dan menyediakan Fasilitas dalam penyelesaian Tugas Akhir ini di *Operation Engineering* – Heavy Oil Operation Unit, PT Chevron Pacific Indonesia.
8. Seluruh Dosen dan Karyawan Jurusan Teknik Fisika FTI-ITS Surabaya.
9. Indry Arifani atas semangat, doa dan perhatiannya.
10. Dan semua pihak yang telah mendukung dan tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih kurang dari sempurna, oleh karenanya saran dan kritik seluruh pihak diharapkan untuk membawa tugas akhir ini menuju pada kesempurnaan. Dan semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi penulis khususnya dan bagi semua pihak yang berkepentingan.

Surabaya, Juni 2015

Penulis

DAFTAR ISI

DAFTAR TABEL

(Halaman ini memang dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR SIMBOL

A	Luasan Permukaan	m^2
ΔP	*Pressure Drop*	kPa/psi
U	Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan	W/m^2C
Q	*Duty*	MW
Θ	Sudut Heliks *Baffle*	deg (^{0})
d_o	Diameter Luar *Tube*	m/inch
d_i	Diameter Dalam *Tube*	m/inch
T_h	Temperatur Panas (*Hot*)	^0C
T_c	Temperatur Dingin (*Cold*)	^0C
F	Faktor Koreksi Temperatur	
ΔT_{LMTD}	*Log Mean Temeperature Difference*	^0C
ΔT_{MTD}	*Mean Temperature Difference*	^0C
$\dot{m}_s$	Laju Aliran Massa *Shell*	kg/s
$\dot{m}_t$	Laju Aliran Massa *Tube*	kg/s
k_s	Konduktivitas Termal *Shell*	W/mC
k_t	Konduktivitas Termal *Tube*	W/mC
k_{cs}	Konduktivitas Termal *Carbon Steel*	W/mC
ρ_s	Densitas *Shell*	kg/m^3
ρ_t	Densitas *Tube*	kg/m^3
μ_s	Kalor Spesifik *Shell*	J/kgC
μ_t	Kalor Spesifik *Tube*	J/kgC
L_t	Panjang *Tube*	m
d_{ct}	Diameter *center tube*	m
P	*Design Pressure Tube*	kPa
S	*Tensile Strenth Tube*	kPa
E	Faktor Kualitas Material *Tube*	
Y	Koefisien D/6	
tw_{min}	Ketebalan Minimum *Tube*	m
c	*Corrosion Allowence*	m

tw	Ketebalan *Tube*	m
D_s	Diameter *Shell*	m
L_{pt}	*Pitch Tube* (Jarak Antar *Tube*)	m
B	Jarak Antar *Baffle*	m
N_p	Jumlah Pass *Tube*	
L_{bb}	Jarak Antara *Bundle* dan *Shell Clearance*	m
D_{otl}	Diameter *outer tube bundle*	m
D_{ctl}	Diameter *center tube bundle*	m
N_t	Jumlah *tube*	
d_e	Diameter Ekuivalen	m
A_t	Luas Permukaan *Tube*	m^2
A_s	Luas Permukaan *Shell*	m^2
v_t	Kecepatan Aliran Fluida *Tube*	m/s
v_s	Kecepatan Aliran Fluida *Shell*	m/s
G_t	Fluks Massa *Tube*	kg/m^2s
G_s	Fluks Massa *Tube*	kg/m^2s
Re_t	Bilangan Reynold *Tube*	
Re_s	Bilangan Reynold *Shell*	
Pr_t	Bilangan Prandtl *Tube*	
Pr_s	Bilangan Prandtl *Shell*	
Nu_t	Bilangan Nusselt *Tube*	
Nu_s	Bilangan Nusselt *Shell*	
f_t	Koefisien Friksi Fluida *Tube*	
f_s	Koefisien Friksi Fluida *Shell*	
h_t	Koefisien Perpindahan Panas *Tube*	W/m^2C
h_s	Koefisien Perpindahan Panas *Shell*	W/m^2C
Rf_s	Faktor Pengotor *Production Fluid*	$(m^2C)/W$
Rf_t	Faktor Pengotor *Steam*	$(m^2C)/W$

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi di era modern ini mempengaruhi peningkatan kebutuhan pokok masyarakat akan energi. Seiring bertambahnya waktu, semakin bertambah pula kebutuhan untuk energi. Selain itu, pertumbuhan penduduk di Indonesia yang cepat mengakibatkan permintaan kebutuhan energi terutama Bahan Bakar Minyak (BBM) terus meningkat. Data statistik Kementrian ESDM pada tahun 2011 menunjukkan bahwa konsumsi BBM pada tahun 2011 mencapai 365 juta *BOE* (*Barrel of Oil Equivalent*) [1]. Berdasarkan data tersebut, perusahaan – perusahaan minyak dituntut untuk selalu konsisten dalam menjaga kestabilan proses produksi minyak. Salah satu usaha dalam memperoleh kestabilan proses produksi adalah dengan memelihara semua alat dan mesin produksi berada dalam keadaan optimal. Beberapa cara yang dapat ditempuh untuk memelihara semua alat dan mesin dalam keadaan optimal adalah perawatan (*maintenance*) dan penjadwalan penggantian komponen (*repair*). Penelitian yang pernah dilakukan adalah menyelesaikan masalah optimisasi untuk jadwal pemeliharaan mesin kompresor dengan menggunakan *Mixed Integer Non Linear Programming* dari Kamran S. Moghaddam and John S. Usher. Pertimbangan yang dilakukan meliputi faktor perbaikan seperti biaya kerusakan, *replacement*, dan biaya lain dalam proses *maintenance* dengan fungsi tujuan meminimalkan biaya dan memaksimalkan keandalan mesin [2]. Selain itu, hal yang dapat ditempuh untuk mengkondisikan alat dan mesin dalam keadaan optimal adalah penjadwalan inspeksi (*inspection*) terhadap kondisi alat dan mesin. Penelitian yang telah dilakukan terhadap simulasi karakteristik sinar pancaran dalam struktur media yang mengalami inspeksi [3]. Hasilnya digunakan untuk melakukan timbal balik antara performansi alat dan total *cost*. Langkah terakhir yang dapat dilakukan adalah dengan mendesain ulang alat dan mesin tersebut. Penelitian yang pernah dilakukan tentang optimasi desain adalah dengan memanipulasi parameter proses

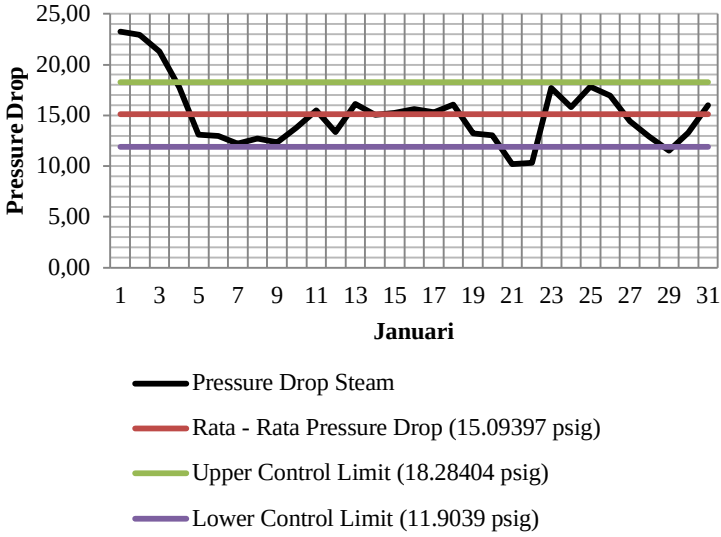
dari *heat exchanger* agar mencapai desain yang menguntungkan dengan batasan – batasan proses dari alat tersebut. Fungsi objektif untuk desain ulang alat tersebut yaitu memaksimalkan nilai *heat transfer* dan meminimalkan *total cost* [4]. Sehingga, desain optimasi dan kestabilan proses di industri merupakan dua hal yang secara simultan harus diterapkan terhadap semua alat dan mesin produksi.

PT Chevron Pacific Indonesia adalah salah satu perusahaan yang beroperasi dan mengeksplorasi minyak bumi di lapangan Duri (*Duri Field*), Riau. PT Chevron Pacific Indonesia saat ini memproduksi minyak mentah sekitar 356.987 barel per hari dari sumur – sumur produksi [1]. Minyak mentah dari sumur – sumur produksi tersebut disebut *Production Fluid* yang kemudian diolah menjadi minyak yang siap untuk dipasarkan ke masyarakat. *Production Fluid* dari sumur – sumur produksi (*production oil wells*) tersebut, sebelumnya diolah di *Central Gathering Station* (*CGS*) untuk memperoleh produk minyak mentah [5]. Fasilitas *CGS* ini terdiri dari *OTP* (*Oil Treatment Plant*) dan *WTP* (*Water Treatment Plant*). Bagian dari *CGS* yang mengolah *produced fluid* agar menjadi minyak mentah yang dapat dijual adalah *Oil Treating Plant* (*OTP*). Beberapa bagian dari *Oil Treating Plant* adalah *Heat Exchanger* (*HEX*), *Degassing Boot Separator, FWKO Drum* dan *Wash Tank, Shipping Tank, Shipping Pump* dan *Metering.* Hasil dari proses pemisahan fluida di *CGS* pertama kali melalui proses pemansanoleh *steam* dalam *Heat Exchanger* pada suhu sekitar 120 – 140 ^{o}F hingga mencapai suhu 185 – 190 ^{o}F. Oleh karena itu, PT Chevron Pacific Indonesia di CGS 5 memasang 20 *Heat Exchanger*, yaitu HEX - 0801 A/ B/ C/ D/ E/ F/ G/ H/ K/ L/ M/ N/ P/ Q/ R/ S/ T/ U/ V untuk melayani *steam header production fluid* dari sumur produksi. *Heat exchanger* yang digunakan adalah *heat exchanger* dengan tipe *Shell and Tube* yang mempunyai bentuk *segmental baffle*. Performansi dari alat ini menjadi sangat penting di CGS 5 karena apabila performansinya menurun, hal tersebut dapat meningkatkan *cost production* akibat kenaikan *steam* yang dialirkan ke dalam *heat exchanger*. Performansi dari alat ini dapat ditentukan dari

beberapa parameter yaitu koefisien keseluruhan *heat transfer* (*U*), luasan area (*A*), dan *Pressure Drop* (ΔP) [6]. Jika nilai koefisien keseluruhan *heat transfer* semakin tinggi di dalam luasan area dan *pressure drop* yang rendah, maka kinerja *heat exchanger* tersebut dapat dikatakan optimal. Komponen penting dalam *heat exchanger* terdiri dari *shell, tube* dan *baffle. Baffle* merupakan komponen dalam *heat exchanger* yang meningkatkan tenaga aliran fluida dalam sisi *shell* saat melalui *tube* dengan memastikan rasio dari koefisien *heat transfer* dan memberikan fungsi untuk menopang *tube* [7]. Beberapa tipe *baffle* yang sering digunakan dalam industri adalah *segmental* dan *helical baffle.* Penelitian yang sejenis telah dilakukan terhadap *heat exchanger* tipe *helical baffle*. Penelitian tersebut menyelidiki pola aliran dan perpindahan panas dari *tubular heat exchanger* dengan *baffle* tipe heliks [8]. Penelitian tersebut menemukan bahwa sebenarnya susunan *helical baffles* dalam *tubular heat exchanger* dapat mendorong aliran dalam sisi *shell* untuk mendekati kondisi *plug flow* yaitu kondisi *heat exchanger* terisi penuh fluida, sehingga meningkatkan suhu rata – rata dalam fluida dan meningkatkan *heat transfer* sisi *shell*.

Central Gathering Station 5 di PT Chevron Pacific Indonesia saat ini memiliki permasalahan terhadap pengendalian suhu *Production Field* dari keluaran *heat exchanger*. Pengendalian yang dilakukan adalah dengan mengatur *flowrate steam* yang masuk ke *heat exchanger*. Ketika temperatur *production fluid* dari keluaran *heat exchanger* besar atau sudah mendekati *set point* (190^0F), maka *flow rate steam* yang diberikan kecil dan bukaan *control valve* juga kecil. Sedangkan, apabila temperature keluaran *production fluid* kecil atau hanya mencapai temperatur 160 – 165 ^{0}F maka *flowrate steam* yang diberikan untuk *heat exchanger* besar sejalan dengan itu bukaan *control valve* juga besar. Fakta yang terjadi di lapangan sekarang adalah jika bukaan *control valve* tersebut terlalu besar, maka *pressure* yang diterima *tube* pada *heat exchanger* untuk aliran *steam* terlalu besar. Sehingga, hal ini akan meningkatkan nilai *pressure drop* pada *tube heat exchanger*, dimana nilai *pressure drop* dari

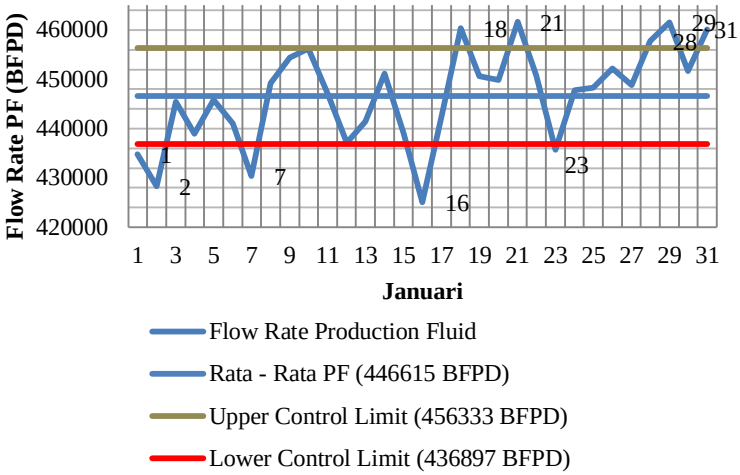
keseluruhan *steam header* sebesar ± 15 psig. Sesuai dengan **Gambar 1.1** tentang grafik penurunan tekanan (*pressure drop*) di *steam header* dengan data CGS 5 sepanjang bulan Januari 2015.



Gambar 1.1 Grafik *Pressure Drop* di *Steam Header Heat Exchanger*

Fenomena tersebut mengakibatkan peningkatan daya pompa *steam* ke *heat exchanger* besar. Selain itu, kondisi *tube* dari *heat exchanger* saat ini sudah banyak yang mengalami kebocoran. Hal ini akan mengakibatkan banyak *pressure loss* yang terjadi dan berdasarkan data dari *Central Gathering Station* 5 bulan Januari 2015 terjadi peningkatan *flow rate* (**Gambar 1.2**). Hal tersebut dapat mempengaruhi kerja *heat exchanger* yang tidak sesuai dengan kondisi idealnya. Oleh karena itu, dibutuhkan suatu langkah untuk menempuh kondisi optimal dari *heat exchanger* tersebut. Langkah yang dilakukan adalah mendesain ulang *heat exchanger* dengan tujuan akan meningkatkan perpindahan panas keseluruhan dari *heat exchanger* dan peningkatan perpindahan panas tetap dalam koridor batas *pressure drop* dan luasan area yang optimal. Selain itu, dapat memberikan penghematan pada

konsumsi *steam* untuk *heat exchanger*. Penelitian sebelumnya yang dilakukan menggunakan *helical baffle* dalam *heat exchanger* adalah untuk tujuan mengurangi *pressure drop, pumping cost, weight, fouling* sebagai pembanding *baffles* tipe *segmental* [9]. Hasilnya melalui eksperimen numerik, performansi dari *heat exchanger* lebih optimal dibandingkan dengan *segmental baffle*.



Gambar 1.2 Grafik *Flow Rate Production Fluid*

Desain ulang yang optimal dapat diperoleh dengan melakukan perhitungan stokastik terhadap besarnya nilai koefisien *heat transfer* keseluruhan dengan batasan luas permukaan dan *pressure drop*. Metode yang dapat digunakan untuk melakukan desain ulang dan optimasi *heat exchanger* ini yaitu *Genetic Algorithm*. *Genetic Algorithm* merupakan metode yang didasarkan pada prinsip – prinsip genetika alami dan seleksi alam [10]. Unsur – unsur dasar dari algoritma genetika untuk prosedur optimasi adalah reproduksi alami, *crossover*, dan mutasi [11]. Penelitian terkait telah dilakukan yaitu menghitung kalkulasi dimensi dari *spiral heat exchanger* dengan pertimbangan koefisien *heat transfer* dan *total cost* [4]. Peneliti memperoleh

heat transfer yang lebih tinggi dan biaya yang rendah dengan bobot dan fungsi yang *multiobjective*. Apabila dibandingkan dengan *basic design* dari *heat exchanger* tersebut, metode *Genetic Algorithm* lebih optimal. Metode optimasi ini membutuhkan variabel optimasi sebagai variabel yang harus didesain untuk mendapatkan nilai yang optimal. Variabel optimasi tersebut adalah sudut dari *helical baffle* dan diameter luar *tube*. Pada penelitian ini akan dicari solusi desain *Heat Exchanger* tipe *Helical Baffle* yang optimal menggunakan *Genetic Algorithm* (GA) dan validasi nilai desain dengan *software* HTRI.

1.2 Rumusan Masalah

Unit *Heat Exchanger* (HEX) *Central Gathering Station 5* yang digunakan pada saat ini kurang optimal karena perpindahan panas yang terjadi di dalam *heat exchanger* berkurang dari desain awal. Sehingga perumusan masalah yang akan diteliti yaitu bagaimana mendesain ulang *heat exchanger* tersebut dengan tipe *helical baffle heat exchanger* agar optimal dengan menentukan parameter sudut *helix* (Θ) dan diameter luar *tube* (d_o). Metode yang akan digunakan untuk melakukan optimasi tersebut adalah dengan *Genetic Algorithm* (GA).

1.3 Ruang Lingkup Penelitian

Lingkup penelitian yang dilaksanakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

a. Melakukan pengambilan data *properties* dan data operasional dari *heat exchanger*
b. Memodelkan *heat exchanger helical baffle* untuk mendapatkan parameter koefisien keseluruhan *heat transfer* (U), luas permukaan (A), *pressure drop tube* (ΔP_t) dan *shell* (ΔP_s)
c. Melakukan optimasi menggunakan metode *Genetic Algorithm* (GA) dengan memaksimalkan nilai keseluruhan *heat transfer* (U) dan mengoptimalkan nilai sudut *baffle* (θ) dan diameter luar *tube* (d_o).

d. Melakukan validasi nilai optimasi desain menggunakan *software* HTRI untuk mendapatkan deskripsi geometri *heat exchanger*
e. Perhitungan performansi dan *cost* dari desain *heat exchanger*
f. Melakukan analisis dan kesimpulan hasil desain ulang *heat exchanger*.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut.

a. Desain *heat exchanger* yang akan dibuat adalah *heat exchanger* tipe *helical baffle*
b. Jenis TEMA untuk *heat exchanger* adalah TEMA AEU
c. Parameter yang di desain untuk mencapai keadaan optimal adalah diameter *tube* dan sudut heliks dari *heat exchanger*.
d. Laju aliran *Production Fluid* dianggap konstan, laju aliran *steam* diambil rata – rata laju aliran *steam* selama bulan Januari 2015.

1.5 Tujuan

Tujuan utama dari penelitian ini adalah mendapatkan desain *heat exchanger* yang optimal dan memaksimalkan nilai perpindahan panas pada *heat exchanger* dalam batas *pressure drop* dan luasan area dengan menggunakan metode optimisasi *Genetic Algorithm*. Sehingga dapat diperoleh hasil kalkulasi yang lebih tepat dan lebih optimal untuk kinerja *heat exchanger* selanjutnya. Selain itu dengan mendapatkan desain *heat exchanger* yang terbaik, maka nantinya dapat diterapkan dalam desain jaringan *heat exchanger* sesuai dengan kebutuhan *steam* untuk pemanasan *flow rate production fluid*.

Halaman ini memang dikosongkan

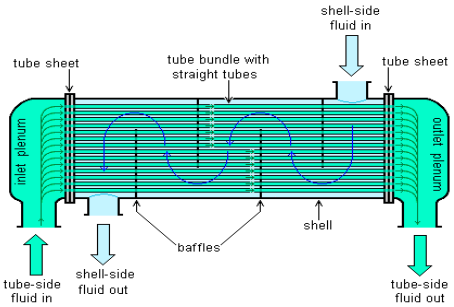
BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger adalah alat yang digunakan untuk memfasilitasi perpindahan panas atau dingin dari satu medium ke medium yang lainnya. Perpindahan panas yang terjadi dilakukan dengan pembatas atau sekat dalam dua fluida. Hal ini untuk mencegah terjadi percampuran fluida secara langsung antara fluida pemanas dan pendingin. Perpindahan panas yang terjadi di dalam *Heat Exchanger* melalui tiga hal yaitu konveksi, konduksi dan radiasi [12]. Oleh karena itu, di dalam *heat exchanger* terdapat tabung dan lempengan sebagai konduktor panas. *Heat exchanger* biasa digunakan untuk penukar panas fluida di industri proses, *power*, perminyakan, transportasi, *air conditioning*, *refrigerant*, *cryogenic*. *Heat Exchanger* yang biasa digunakan adalah berjenis *shell and tube*.

2.1.1 *Shell and Tube Heat Exchanger*

Heat exchanger tipe ini terdiri dari sebuah *shell* dan beberapa *tube*. Fluida yang dialirkan dalam sisi *shell* dapat digunakan untuk *production fluid* (fluida dingin) dan sisi *tube* untuk *steam* (fluida panas) atau sebaliknya. Hal tersebut bergantung pada alasan *engineering*-nya, dapat berupa alasan mekanikal *cleaning*. Bentuk dari konstruksi *heat exchanger shell and tube* dapat dilihat pada **Gambar 2.1** di bawah ini.



Gambar 2.1. *Shell and Tube Heat Exchanger*

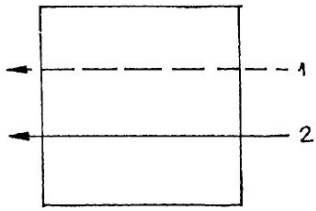
Shell and tube heat exchanger terdiri dari beberapa komponen yaitu *tube*, *shell*, *baffles* dan *tube sheet*. Dalam penerapannya, fungsi dari *tube* yaitu sebagai aliran media pemanas dari *heat exchanger*. *Shell* sebagai isolasi panas yang merupakan komponen tempat fluida yang akan dipanaskan. *Baffles* digunakan untuk penyekat dari dalam *shell* agar aliran turbulen terjadi di dalam *shell*.

Performansi *heat exchanger* ditinjau dari perpindahan panas keseluruhan dan luasan area yang optimal. Nilai luasan area harus mencapai $\geq$ 400 m^2 untuk fluida cair dan $\geq$ 700 m^2 untuk fluida gas. Luasan area yang sebesar itu akan mampu melakukan perpindahan panas pada *heat exchanger* secara optimal.

Perpindahan panas dalam *heat exchanger* juga dipengaruhi oleh bentuk aliran yang terjadi dalam *shell* dan *tube*. Aliran tersebut akan menyebabkan adanya gesekan (friksi) pada kedua komponen tersebut [6]. Bentuk aliran yang dapat dihasilkan dalam *heat exchanger* ada tiga macam yaitu sebagai berikut:

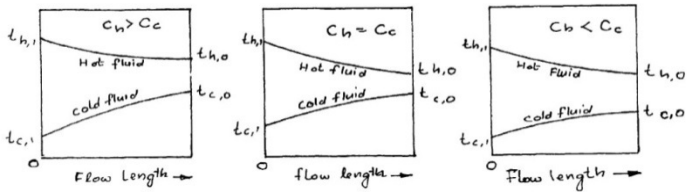
a. *Parallel Flow* (Aliran Paralel)

Jenis aliran ini menyebabkan dua aliran fluida mengalir pada *heat exchanger* memasuki dan berakhir pada jalur yang sama (**Gambar 2.2**)



Gambar 2.2. Susunan Aliran Paralel

Variasi temperatur fluida sebagai bentuk deskripsi satu dimensi dapat dilihat pada **Gambar 2.3** sebagai berikut.

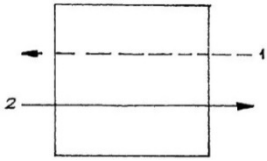


Gambar 2.3. Distribusi Temperatur Susunan Aliran Paralel

Susunan ini mempunyai nilai efektivitas perpindahan termal yang rendah dalam satu pass *heat exchanger* untuk laju aliran, rasio kapasitas dan luas permukaan.

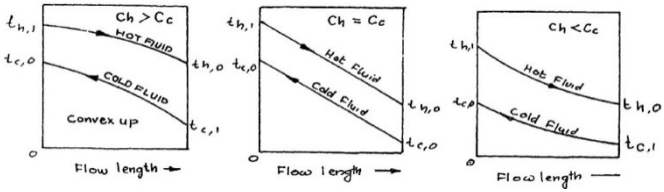
b. *Counter Flow*

Jenis aliran ini mempunyai dua aliran fluida yang paralel tetapi berbeda jalur (**Gambar 2.4**). Distribusi temperatur dapat dinyatakan dalam deskripsi satu dimensi (**Gambar 2.5**).



Gambar 2.4. Susunan *Counter Flow*

Susunan ini memungkinkan untuk terjadinya gesekan antar fluida dan media *shell* dan *tube* besar. Sehingga perubahan termal yang terjadi akan besar.

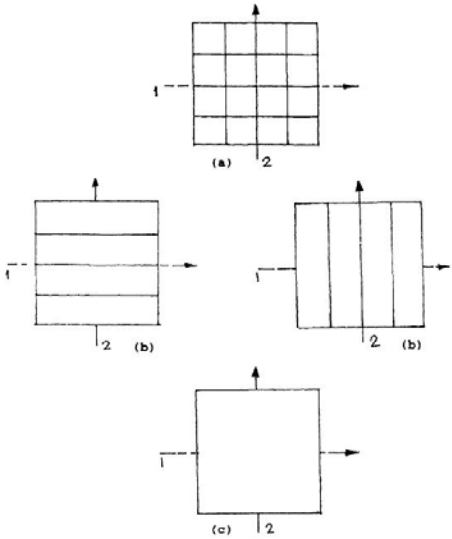


Gambar 2.5. Distribusi Temperatur Aliran *Counter*

c. *Cross Flow*

Jenis aliran silang (*cross flow*) ini terdapat tiga perbedaan yaitu kedua aliran *unmixed*, *unmixed mixed*, dan kedua aliran *mixed*. *Unmixed* mempunyai arti ketika satu aliran melewati aliran yang lain tidak terjadi percampuran

jenis fluida. Sedangkan *mixed* terjadi percampuran aliran fluida. Susunan *cross flow* dapat ditunjukkan dalam **Gambar 2.6** berikut ini.



Gambar 2.6. Susunan Aliran *Cross*. (a) *Unmixed-Unmixed* (b) *Unmixed-Mixed* (c) *Mixed-Mixed*

2.1.2 Aliran Fluida dalam *Shell*

Aliran fluida di dalam Heat Exchanger ada dua macam, yaitu:

a. Aliran fluida di sisi *tube* (*tube side*)
b. Aliran fluida di sisi *shell* (*shell side*)

Aliran fluida yang terjadi di dalam sisi *shell* mengalami beberapa perubahan karena terdapat penyekat di dalam *shell*. Beberapa jenis perubahan aliran dalam *shell* yaitu:

a. Aliran aksial, aliran yang sejajar dengan *tube* bundle
b. Aliran melintang (*crossflow*), aliran yang menyeberangi *tube* bundle diantara *baffle*.

2.1.3 Aliran Fluida dalam *Tube*

Tube yang merupakan tabung panjang yang mengisi ruang dalam *shell* untuk memisahkan fluida pemanas dan

yang dipanaskan. Perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* dikarenakan terdapat perbedaan nilai *properties* dari fluida meliputi kapasitas, temperatur, tekanan, densitas, dan jenis fluida yang berbeda. Aliran yang terjadi di dalam *tube* dapat dinyatakan dalam beberapa jenis yaitu sebagai berikut:

a. Kontraksi atau adanya penyempitan karena aliran fluida yang akan masuk ke dalam *tube*
b. Ekspansi karena adanya penyebaran fluida setelah keluar dari *tube*
c. Pembelokan arah karena terdapat *tubepass*.

Aliran dalam *tube* yang didefinisikan sama dengan aliran dalam pipa tertutup. Aliran fluida dalam pipa tertutup mempunyai nilai viskositas yang dapat merepresentasikan bentuk aliran dari fluida. Aliran fluida dengan viskositas besar dan kecepatan aliran kecil, maka terjadi aliran laminar. Sedangkan apabila viskositas yang kecil dan kecepatan aliran besar, maka akan terjadi aliran turbulen. Pada tahun 1884 Osborn Reynold melakukan percobaan untuk menunjukan sifat-sifat aliran laminar dan aliran turbulen [13]. Menurut Reynold, ada tiga faktor yang mempengaruhi keadaan aliran yaitu kekentalan zat cair (μ), rapat masa zat cair (ρ), dan diameter pipa D. Hubungan antara μ, ρ, dan D yang mempunyai dimensi sama dengan kecepatan dinyatakan dalam bilangan Reynold adalah sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho D v}{\mu} \tag{2.1}$$

Dimana nilai μ menyatakan kekentalan kinematik. Berdasarkan percobaan tersebut untuk aliran air melalui pipa dapat disimpulkan bahwa pada bilangan Reynold rendah menunjukkan aliran adalah laminer. Apabila bilangan Reynolds bertambah disebabkan oleh kecepatan bertambah, kekentalan fluida berkurang atau medan aliran bertambah besar, maka akan menyebabkan kondisi aliran laminer menjadi tidak stabil. Sampai pada suatu bilangan Reynold bernilai tertentu dan menyebabkan aliran berubah menjadi turbulen.

2.2 Desain *Shell and Tube Heat Exchanger*

Fokus utama dalam hal desain *heat exchanger* adalah masalah perpindahan panas. Panas yang diberikan oleh fluida panas ke fluida dingin, terjadi secara simultan selama kesetimbangan energi masih ada. Apabila panas yang dilepaskan oleh fluida panas sebesar Q, maka panas yang diterima oleh fluida dingin juga harus sebesar Q. Usaha untuk memindahkan panas (Q) tersebut dipengaruhi oleh tiga hal, yaitu [6]:

a. Koefisien perpindahan pans keseluruhan (*overall heat transfer coeffiecient*), U, ($W/m^2.^0C$)
b. Luas perpindahan panas, A, (m^2)
c. Selisih temperature rata – rata (*Mean Temperature Different*), ΔT_{MTD}, (^0C).

Ketiga besaran di atas dapat dinyatakan dalam persamaan 2.2 sebagai berikut:

$$Q = U.A.\Delta T_{MTD} \tag{2.2}$$

Nilai Q merupakan energi yang diberikan pemanas dapat dinyatakan dengan nilai *properties* fluida yaitu laju massa ($\dot{m}$), kalor spesifik (c_p) dan perbedaan temperatur (ΔT). Hal tersebut dapat dinyatakan dalam persamaan 2.3 tentang kesetimbangan energi sebagai berikut.

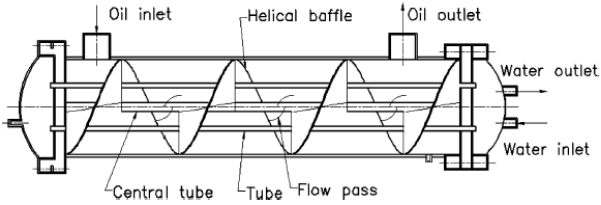
$$Q_{in} = Q_{out} = \dot{m}.c_p.\Delta T \tag{2.3}$$

Setelah mendapatkan nilai besarnya kalor yang akan dilepaskan dari fluida pemanas ke fluida yang akan dipanaskan, hal yang perlu diperhatikan adalah menentukan besarnya luasan permukaan (A) *heat exchanger*. Luasan permukaan ini menjadi penentu geometri dan dimensi dari *heat exchanger* yaitu tentang panjang *tube*, jumlah *tube*, dan diameter *tube*. Nilai luasan permukaan ini akan mempengaruhi besarnya perpindahan panas keseluruhan dalam *heat exchanger*. Semakin kecil luasan area *heat exchanger*, maka semakin besar nilai koefisien perpindahan panas (U). Namun, nilai luasan yang tepat harus diperhitungkan agar tidak terjadi penyempitan (sumbatan) fluida dalam *tube*.

Hal yang mempengaruhi keluaran dari *heat exchanger* jika ditinjau dari segi dimensinya adalah panjang *tube, front header, rear head, tube sheet, baffle* dan *nozzle*. Sedangkan pengaruh kualitas *heat exchanger*, apabila ditinjau dari nilai *properties* fluida adalah temperatur, tekanan, konduktivitas termal, spesifik kalor, densitas, dan *fouling resistance*.

2.2.1 *Helical Baffle*

Perpindahan panas yang diinginkan dalam mendesain *heat exchanger* tentunya harus memiliki nilai yang besar. Nilai perpindahan panas yang besar dapat dicapai dengan meng-*improve* aliran fluida dalam *shell*. Cara yang bisa dilakukan adalah dengan menambahkan *baffle*, yaitu lempengan penyekat untuk membentuk aliran fluida menjadi turbulen. Beberapa jenis *baffle* yang biasa digunakan adalah *segmental baffle.* Aliran fluida yang dihasilkan berliku – liku atau zig – zag melewati bundel *tube*, yang mana dapat meningkatkan nilai perpindahan panas dalam *shell side.* Beberapa penelitian menjelaskan bahwa kelemahan *segmental baffle* adalah (1) *pressure drop* yang tinggi pada *shell side* selama aliran fluida mengalami ekspansi dan kontraksi, (2) efisiensi perpindahan panas rendah yang terletak di daerah "*dead zone*" yaitu di pojok antara *baffle* dan dinding *shell*, (3) kecepatan massa di *shell side* rendah yang melewati *tube* [14]. Perkembangan selanjutnya terkait *baffle* untuk *heat exchanger* dimulai pada tahun 1990-an, telah diproduksi *baffle* jenis *helical* [8]. Berikut ini skema *helical baffle* dapat terlihat pada **Gambar 2.7**.



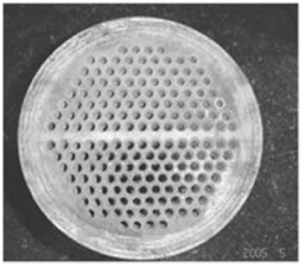
Gambar 2.7. Skema *Helical Baffle Heat Exchanger*

Keuntungan dari *baffle* ini jika dibandingkan dengan *segmental baffle* konvensional yaitu sebagai berikut:

1. Meningkatkan rasio perpindahan panas atau rasio *pressure drop*
2. Mengurangi efek *bypass* pada *shell side*
3. Mengurangi *fouling* pada *shell side*

2.2.2 *Tube* (Pipa)

Pipa dalam *heat exchanger* digunakan untuk mengalirkan fluida pemanas atau yang dipanaskan. Pemisahan ini dimaksudkan untuk mencegah percampuran kedua fluida. Perpindahan panas yang terjadi berupa konduksi dan konveksi dalam *shell* dan *tube*. Dalam satu *shell* dapat terdiri dari ± 500 – 1000 buah *tube*. Keseluruhan *tube* tersebut disatukan dalam ikatan *tube* yang disebut dengan *tube sheet* (dapat dilihat **Gambar 2.8**).



Gambar 2.8. *Tube Sheet* pada *Helical Baffle*

Kegunaan dari *tube sheet* ini adalah untuk mencegah kebocoran fluida dari dalam *tube*. *Heat exchanger* dengan tipe U-*tube* mempunyai bengkokan *tube* sesuai dengan jari – jari yang diizinkan. Setiap *tube* memiliki ketebalan masing – masing berdasarkan diameternya. Tebal *tube* dinyatakan dalam BWG (*Birmingham Wire Gage*) dan ukuran dalam "*gage size*" mulai ukuran No.0000 sampai No. 24 seperti pada **Lampiran I.** Ketebalan *tube* tersebut mempengaruhi diameter dari *tube*. Semakin besar angka BWG maka *tube* semakin tipis. Misalnya BWG 10 lebih tebal dari BWG 15. Tahapan yang pertama dalam menentukan ketebalan *tube*

adalah mendefinisikan desain proses yang dibutuhkan sesuai dengan data proses (temperatur dan tekanan). Perhitungan ketebalan *tube* pada *heat exchanger* dapat menggunakan standar penentuan tebal pipa sesuai ASME B31.3 Tahun 2002 [15]. Nilai tebal pipa minimum (t_m) ditentukan dengan persamaan 2.4 sebagai berikut:

$$t_m = t + c \tag{2.4}$$

Dimana, t_m adalah nilai ketebalan minimum (m)

t adalah ketebalan sesuai desain pressure (m)

c adalah *corrosion* atau *errosion* yang diizinkan

Nilai t ditentukan sebelum menentukan t_m yang didasarkan pada data proses tekanannnya. Nilai t dapat ditentukan dengan persamaan 2.5 yaitu sebagai berikut:

$$t = \frac{PD}{2\,(SE + PY)} \tag{2.5}$$

Dimana, P adalah internal pressure (kPa)

D adalah diameter luar dari *tube* (m)

S adalah nilai *stress* dari material (Ksi) dari Tabel A-1 pada ASME B31.3-2002

E adalah faktor kualitas dari Tabel A-1A atau A-1B pada ASME B31.3-2002

Y adalah koefisien untuk D/6 (**Tabel 2.1**) dari tabel 304.1.1 ASME B31.3-2002

Tabel 2.1. Koefisien Y untuk Tebal Pipa *Tube*

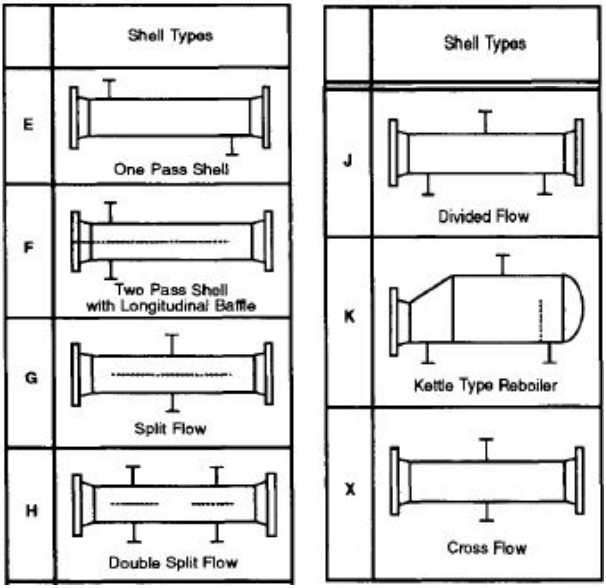
No	Material	Temperatur, ^{0}C (^{0}F)					
		≤ 482 (≤ 900)	510 (950)	538 (1000)	566 (1050)	593 (1100)	≥ 621 (≥1150)
1	*Ferritic Steels*	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
2	*Austentic Steels*	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
3	*Other Ductile Metal*	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
4	*Cast Iron*	0.0	…	…	…	…	…

Setelah ditentukan nilai ketebalan minimum (*minimum thickness*), maka dalam Tabel 2 pada **Lampiran II** dapat ditentukan berapa BWG untuk kebutuhan tebal *tube* yang digunakan dalam desain tekanan tersebut. Jenis material yang digunakan adalah jenis *carbon steel seamless* API 5L *grade* A25. Diameter *tube* memiliki besar yang bervariasi yaitu $\frac{1}{4}$, $\frac{3}{8}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{5}{8}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{7}{9}$, 1, 1.25, 1,5 dan 2 inch (6.35, 9.53, 12.70, 15.88, 19.05, 22.23, 25.40, 31.75, 38.10 dan 50.80 mm). Nilai diameter *tube* yang besar memudahkan untuk pembersihan dan memungkinkan ketika *pressure drop* dalam *tube side* adalah kecil. Berdasarkan referensi untuk diameter *tube* menyatakan bahwa diameter *tube* yang memiliki ukuran performansi terbaik yaitu antara $\frac{3}{8}$ inch dan $\frac{3}{4}$ inch [6]. Diameter *tube* yang kecil, $\frac{3}{8}$ inch (9.53 mm) baik digunakan untuk fluida yang bersih. Diameter *tube* sebesar $\frac{3}{4}$ inch (19.05 mm) untuk memudahkan mekanikal *cleaning*.

2.2.3 *Shell*

Shell adalah bagian tabung dari *heat exchanger* yang berisikan ikatan (bundel) dari *tube*. Perpindahan panas terjadi

di dalam *shell* dari atau untuk *tube* sesuai dengan desaiin proses yang terjadi. Ukuran diameter *shell* biasanya berkisar antara 0.3 m – 1 m (12 - 40 inch), kecuali fluida terlalu korosif atau pengoperasian tekanan pada *shell side* melebihi 400 psig (2860 kPa). Ketebalan *shell* pada umumnya sebesar 3/8 inch (0.01 m) dan material dari *shell* adalah plat dari *carbon steel* dengan standar ASTM A-105N [16]. Berdasarkan konstruksi dari *shell* (**Gambar 2.9)**, *shell* untuk *heat exchanger* dibagi beberapa macam yaitu sebagai berikut:



Gambar 2.9. Tipe *Shell*

1. *Shell* dengan aliran satu pass, tipe E
2. *Shell* dengan aliran dua pass dan sekat longitudinal, tipe F
3. *Shell* dengan aliran dipisah (*split flow*), tipe G
4. *Shell* dengan aliran dibuat ganda (*double split flow*), tipe H
5. *Shell* dengan aliran yang dibagi (*divided flow*), tipe J

6. *Shell* dengan tipe ceret (*kettle tube*), tipe K
7. *Shell* dengan tipe aliran *cross flow*, tipe X

Jenis *shell* yang sering digunakan adalah satu pass (jenis E). Apabila perbedaan temperatur dalam *shell* dan *tube* tidak dapat diatasi ketika menggunakan tipe E, maka biasa menggunakan tipe *shell* F (dua pass). Pemilihan jenis *shell split* dan *double flow* dimaksudkan untuk meningkatkan perpindahan panas dan *pressure drop* yang kecil.

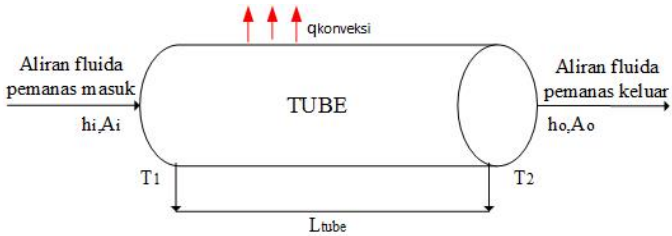
2.3 Perpindahan Panas *Heat Exchanger*

Perpindahan panas yang terjadi dalam *heat exchanger* meliputi perpindahan panas secara konduksi, konveksi dan radiasi. Perpindahan panas secara konduksi terjadi antara dua benda yang bersentuhan langsung dengan memiliki perbedaan temperatur. Proses konduksi langsung tersebut yang mengakibatkan pertukaran energi dari benda yang mempunyai temperatur tinggi ke temperatur rendah. Proses perpindahan panas secara konduksi dalam *heat exchanger* dapat terjadi karena adanya fluida temperatur tinggi dalam *tube* yang mengalir mengirimkan panas ke fluida temperature rendah di bagian *shell*. Berikut Persamaan 2.6 yang dapat merepresentasikan perpindahan panas secara konduksi.

$$Q_{kond} = -k.A.\frac{d_t}{d_x} \tag{2.6}$$

Dimana, Q_{kond} adalah energi (W)
k adalah konduktivitas termal benda (W/m^{o}C)
A adalah luasan area (m^2)
$\frac{d_t}{d_x}$ adalah gradien temperatur terhadap waktu (^{o}C)

Proses perpindahan panas selanjutnya adalah konveksi yaitu perpindahan panas yang dibagi menjadi perpindahan panas paksa dan perpindahan panas bebas. Perpindahan panas konveksi yang terjadi di dalam *heat exchanger* yaitu perpindahan panas karena pengaruh gerakan fluida panas ke fluida dingin.



Gambar 2.10. Proses Perpindahan Panas Konveksi dalam *Tube*

Perpindahan panas yang terjadi menyatakan adanya koefisien perpindahan panas (h_i ke h_o) dan perubahan temperatur dari T_1 ke T_2. Proses perpindahan panas yang terjadi berlangsung dalam luasan area tertentu dan panjang bidang. Persamaan yang dapat dinyatakan dalam perpindahan panas secara konveksi ini adalah.

$$q_{konv} = h.A.(T_1 - T_2) \tag{2.7}$$

Dimana, q_{konv} adalah energi yang ditransfer (W)
h adalah koefisien perpindahan panas (W/m^{2}C)
A adalah luasan area (m^2)

Perpindahan panas yang lain adalah secara radiasi, dimana perpindahan panas yang terjadi tanpa adanya zat perantara. Perpindahan panas disebabkan adanya perbedaan temperatur kedua fluida. Namun, perpindahan panas radiasi ini karena ada energi elektromagnetik dari benda yang bertemperatur panas. Sehingga, beberapa energi panas ada yang diserap dan ada yang dipantulkan. Persamaan energi radiasi dapat ditentukan dalam persamaan 2.8 berikut ini.

$$Q_{rad} = \sigma.A.T^4 \tag{2.8}$$

Dimana, Q_{rad} adalah energi radiasi yang ditransfer (W)
σ adalah koefisien radiasi
A adalah luasan area (m^2)

2.4 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*)

Tekanan merupakan variabel penting dalam sebuah *heat exchanger* dalam melakukan proses perpindahan panas. Nilai tekanan berbanding lurus dengan laju fluida dalam *heat*

exchanger. Penurunan tekanan pada *heat exchanger* dibagi menjadi dua yaitu penurunan tekanan dalam *tube* dan *shell*.

2.4.1 Penurunan Tekanan Pada Sisi *Tube*

Besarnya penurunan tekanan pada *tube* dalam *heat exchanger* telah dirumuskan oleh Fanning yaitu sebagai berikut [17].

$$\Delta P = \frac{4 . f_f . V^2 . L_t . N_p}{2 . g . d_o} \tag{2.9}$$

Dimana, f_f adalah faktor friksi dari *fanning*. Fluida yang melalui belokkan *tube* pada saat bagian *pass*-nya, maka akan terdapat *pressure loss* (P_r). Besarnya penurunan tekanan ini adalah 4 kali *head* kecepatan setiap *pass*. Berikut persamaan 2.10 untuk mencari *pressure loss*.

$$\Delta P_r = \frac{4 . N_p . {v_t}^2}{s . 2g} \tag{2.10}$$

Dimana, v_t adalah kecepatan aliran *tube* (m/s)
s adalah spesifik gravity
g adalah percepatan gravitasi (m/s^2)

Sehingga total kerugian tekanan pada sisi *tube* adalah sebagai berikut.

$$\Delta P_t = \Delta P + \Delta P_r \tag{2.11}$$

2.4.2 Penurunan Tekanan Pada Sisi *Shell*

Penurunan tekanan yang terjadi pada sisi *shell* menggunakan persamaan 2.12 oleh B.Peng yaitu sebagai berikut [18].

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} . f_s . \rho . {v_s}^2 . \frac{L_t}{d_o} \tag{2.12}$$

Dimana, v_s adalah kecepatan aliran *shell* (m/s)
ρ adalah konduktivitas termal fluida dalam *shell*
f_s adalah fraksi fluida dalam *shell*

2.5 Optimasi Desain *Heat Exchanger* Menggunakan *Genetic Algorithm*

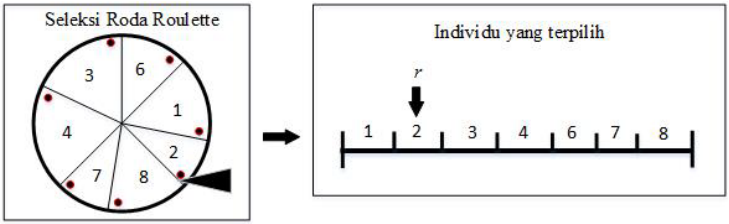
Optimasi adalah suatu upaya untuk memilih elemen terbaik dari beberapa elemen yang mengalami proses tertentu. Tujuan dari optimasi secara matematis adalah untuk mencari nilai maksimal atau minimal dari fungsi tujuan optimasi. Metode yang biasa digunakan adalah *Genetic Algorithm* (GA) atau Algoritma Genetika [11]. Metode GA merupakan metode optimasi metaheuristik yang berdasarkan pada teori evolusi genetika yang terjadi dalam makhluk hidup. Pertama kalinya metode ini dikenalkan oleh Holland pada tahun 1975, dalam bukunya yang berjudul "*Adaptation in Natural and Artificial System.*" Prinsip utama dari Algoritma Genetika adalah proses adaptasi.

Metode GA digunakan untuk mengoptimasi fungsi tujuan pada *heat exchanger* tipe *helical baffle* yaitu mencari nilai maksimum koefisien perpindahan panas keseluruhan *heat exchanger* (U). Penelitian yang sebelumnya menjelaskan bahwa untuk mengoptimasi *heat exchanger* perlu memberikan variabel optimasi [7]. Variabel optimasi yang dimaksud adalah variabel dimensi (ukuran) *heat exchanger* terdiri dari diameter luar (d_o) dan sudut heliks (Θ).

Regulasi awal dalam melakukan optimasi dengan GA adalah dengan menginisialisasi populasi. Populasi merupakan unsur yang tersusun atas kromosom – kromosom. Kromosom membentuk individu dan individu – individu ini yang nantinya akan dievaluasi untuk mendapatkan nilai fitness yang terbaik. Nilai fitness ini adalah nilai dari kualitas individu, dimana nilai ini sama halnya dengan fungsi objektifnya. Proses selanjutnya adalah seleksi untuk menentukan induk populasi dalam proses reproduksi. Metode seleksi yang biasa digunakan adalah *roulette wheel selection* (Seleksi Roda *Roulette*). Metode ini adalah metode yang menetapkan setiap individu dipetakan dalam nilai relatif, sesuai dengan besarnya nilai fitnessnya. Tiap individu menempati ruang sesuai dengan nilai fitnessnya. Individu ditentukan dengan membangkitkan sebuah bilangan acak, *r*, kemudian individu yang terpilih ditempati oleh nilai *r* (lihat

Gambar 2.11). Probabilitas dari suatu individu yang terpilih dapat dinyatakan dalam persamaan 2.13 berikut ini.

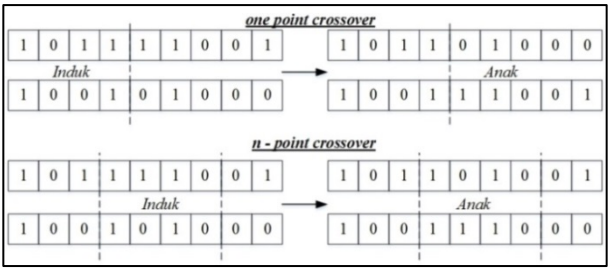
$$p_i = \frac{f_i}{\sum_{j=1}^{n} f_i} \tag{2.13}$$



Gambar 2.11. Seleksi Roda *Roullete*

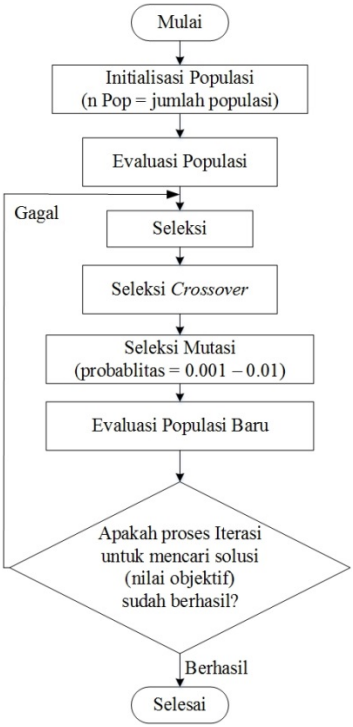
Proses reproduksi dibagi menjadi dua jenis, yaitu mutasi dan *crossover*. Penjelasan tentang jenis reproduksi yaitu sebagai berikut.

a. Mutasi adalah perubahan terkecil yang dilakukan dalam individu. Nilai mutasi dinyatakan dalam probabilitas nilai mutasi berkisar antara 0.001 sampai 0.01. Jika nilai mutasi terlalu besar, maka nantinya proses pencarian (iterasi) akan mengarah ke pencarian acak.
b. *Crossover* (pindah silang) adalah pewarisan beberapa sifat dari *parent* (induk) kepada *child* (anak). Proses *crossover* biasanya melibatkan beberapa individu (umumnya dua individu) dimana kromosom dari individu – individu tersebut saling ditukarkan. *Crossover* yang biasa digunakan adalah *one point crossover*, dimana sebauh titik dalam kromosom akan membagi kromosom induk menjadi dua bagian dan individu baru akan dihasilkan dengan menukar segmen induknya. Perluasan dari *one point crossover* adalah *n point crossover*. Pembagian individu dengan n + 1 segmen, kemudian saling ditukarkan untuk menghasilkan individu anak.



Gambar 2.12. *One Point* Dan *N-Point Crossover*

Crossover yang diterapkan dalam gambar 2.6 diatas merupakan *uniform crossover*, dimana nilai panjang segmen tidak diperhitungkan dan elemen anak akan memiliki nilai acak dari segmen induknya.



Gambar 2.13. *Flowchart* Algoritma Genetika

Setelah proses reproduksi, individu anak akan dihitung nilai objektifnya. Individu anak ini digunakan untuk mengganti individu yang mempunyai kualitas kurang baik di dalam populasi. Mekanisme dari perubahan individu ini diatur dalam fungsi *elitism*. Metode GA diatas dapat dijelaskan dalam *flowchart* metode GA (**Gambar 2.13**) diatas.

Proses manipulasi solusi dari individu ini dilakukan sampai batas maksimum iterasi yang telah diatur. Hasil pencarian iterasi ini menjadi nilai maksimum atau minimum fungsi tujuan optimasi.

2.6 Metode Desain *Heat Exchanger* dengan *Software* HTRI

Desain *heat exchanger* yang menggunakan HTRI adalah untuk memverifikasi hasil desain *heat exchanger* yang dilakukan secara manual atau penurunan dari persamaan - persamaan dasar *heat exchanger*. Penelitian sebelumnya menyatakan bahwa penggunaan *software* HTRI dapat diandalkan dan disamakan dengan perhitungan pada koefisien perpindahan panas dalam *shell heat exchanger segmental baffle* [19]. Desain *heat exchanger* dengan HTRI dapat digunakan untuk memvalidasi hasil desain *heat exchanger* secara manual dengan memasukkan beberapa parameter dalam panel – panel yaitu sebagai berikut:

a. *Proces Condition*

   Variabel untuk *process condition* terdiri dari data temperatur, tekanan dan laju aliran massa

b. *Shell Geometry*

   Shell geometry meliputi jenis TEMA, diameter *shell*, orientasi *shel*, letak *hot fluid*

c. *Baffle Geometry*

   Baffle geometry terdiri dari tipe *baffle, baffle spacing* dan *helix angle*

d. *Tube Geometry*

   Tube geometry terdiri dari panjang, diameter luar, *pitch*, ketebalan, *layout angle*, *tubepass* dan jumlah *tube*.

2.7 Perhitungan Harga *Heat Exchanger*

Penentuan harga digunakan sebagai parameter kelayakan suatu alat untuk dipasarkan ataupun tidak layak untuk dipasarkan. Dasar penetapan kelayakan suatu alat secara ekonomi, perlu dilakukan perhitungan harga material dari komponen yang dibutuhkan. Harga material dari *metals* dan *alloys* yang digunakan untuk *heat exchanger* setiap tahun berubah secara fluktuatif, bergantung pada perubahan harga pertukaran bahan material didunia. Harga estimasi bahan material untuk *metals* dan *alloys* dapat dilihat pada **Tabel 2.2**. Perhitungan *cost* pada *heat exchanger* digunakan untuk menentukan besarnya biaya pengeluaran yang nanti menjadi acuan harga peralatan setelah didesain [20].

Tabel 2.2. Harga *Metals* dan *Alloys* (pertengahan 2004)

No	Jenis Metal/Logam	£/tonne
1	*Carbon steel*	300
2	*Low alloy steel (Cr-Mo)*	400 – 700
3	304	1600
4	316	2400
5	Cooper	800
6	Aluminium	900
7	Paduan Aluminium	900
8	Nickel	3000
9	Monel	2600
10	Titanium	20000

Biaya konstruksi dari heat exchanger tentunya harus lebih rendah dari rata – rata harga heat exchanger untuk dipasarkan. Agar keuntungan dapat diperoleh ketika heat exchanger dipasarkan [21]. Komponen yang pertama digunakan untuk menentukan harga heat exchanger adalah harga *tube*. Harga *tube* ditentukan dengan menentukan tebal *tube* yang digunakan yaitu berupa satuan BWG. Tahapan kedua yaitu menentukan tebal material dari *shell* yang perhitungan tebal *shell* sama dengan penentuan tebal *tube*. Ketebalan dari *shell* juga didasarkan pada diameter *shell* dan desain *pressure*. Kemudian tahapan ketiga

menentukan harga tiap – tiap komponen tambahan dari *heat exchanger*. Sehingga, penentuan harga *heat exchanger* dapat diestimasi besarnya sesuai dengan harga tiap – tiap komponen *heat exchanger*.

Harga peralatan industri tiap tahun cenderung naik, maka untuk menetukan harga sekarang dari *heat exchanger* dapat ditaksir dari harga tahun sebelumnya berdasarkan FOB (*Free On Board*) dari *Gulf Coast USA* pada tahun 2007 yang diperoleh dari *www.matche.com*. Faktor - faktor yang mempengaruhi penentuan dari harga *heat exchanger* adalah sebagai berikut:

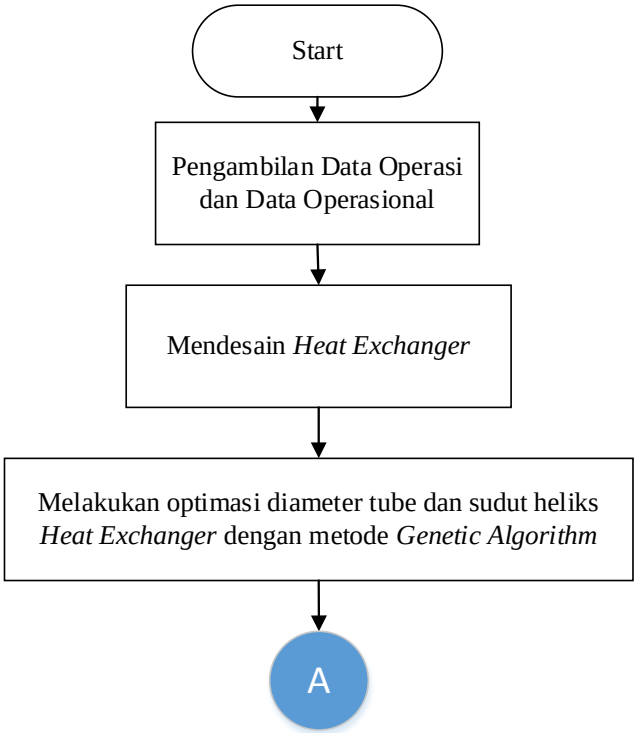
- ✓ Area *Heat Transfer*
- ✓ Diameter *tube* dan *gauge*
- ✓ Panjang *tube*
- ✓ Tekanan
- ✓ Material dari konstruksi untuk *tubes* dan *shell*
- ✓ Tipe dan sudut *baffle*
- ✓ *Support, auxiliaries* dan instalasi fitur spesial lainnya, seperti *floating heads, removable bundles, multipass, finned surface* dan *U bends.*

BAB III

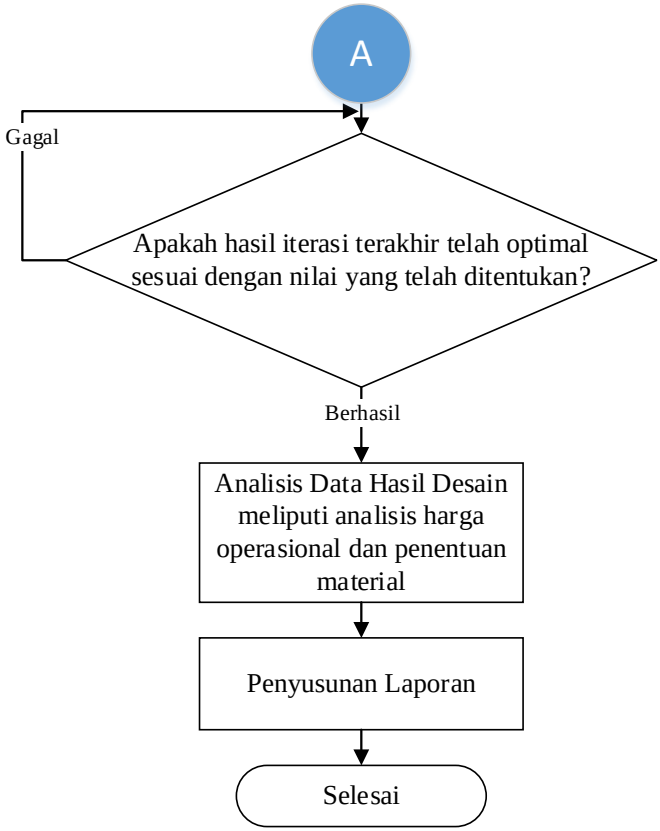
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah – Langkah Penelitian

Proses mengoptimalkan desain *heat exchanger* dalam penelitian Tugas Akhir ini bertujuan untuk mendapatkan parameter – parameter optimal yang telah ditetapkan dari proses optimasi *heat exchanger*. Sehingga, langkah – langkah yang komprehensif perlu diterapkan dalam tujuan tersebut. Secara umum langkah – langkah penelitian Tugas Akhir ini dapat dijelaskan dalam *flowchart* pada **Gambar 3.1** sebagai berikut:



Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian (Lanjutan)

Diagram alir di atas dijelaskan dalam beberapa langkah berikut ini:

a. Pengambilan Data Properties dan Data Operasional

Langkah pertama yang dilakukan adalah pengambilan data – data yang diperlukan untuk menunjang analisis data dari penelitian tugas akhir ini. Data-data yang diperlukan adalah data properties yang berupa nilai viskositas fluida (μ), panas spesifik (C_p), densitas (ρ) dan konduktivitas termal (k). Data operasional yang diperlukan adalah nilai perbedaan keluar –

masuk temperatur (ΔT) dan tekanan (ΔP), selain itu juga diperlukan nilai aliran massa (ṁ).

b. Pemodelan *Heat Exchanger*

Nilai – nilai operasional dan properties tersebut digunakan untuk memodelkan *heat exchanger* dengan menentukan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U), luasan permukaan (A) dan *pressure drop* (ΔP).

c. Proses Optimasi *Heat Exchanger* Menggunakan *Genetic Algorithm*

Proses mengoptimalkan desain *heat exchanger* menggunakan menggunakan metode *Genetic Algorithm* memerlukan perumusan fungsi tujuan (*objective function*). Fungsi tujuan tersebut digunakan untuk menentukan tujuan optimasi yaitu ingin memaksimalkan atau meminimalkan. Fungsi tujuan optimasi ini adalah memaksimalkan nilai perpindahan panas keseluruhan dari *heat exchanger*. Cara yang dilakukan adalah dengan memperkecil luas permukaan, namun hal itu akan memperbesar nilai *pressure drop*. Sehingga, nilai *pressure drop* diberikan suatu *constrain* berupa batas yang diizinkan (*allow*). Kemudian fungsi objektif tersebut menjadi acuan untuk dilakukan optimasi menggunakan metode *Genetic Algorithm* (GA). Konsep optimal direpresentasikan sebagai nilai hasil optimasi yang sudah sesuai dengan fungsi tujuan. Apabila telah dilakukan optimasi dan hasil iterasi terakhir belum mencapai titik optimal, maka kembali pada tahapan optimasi.

d. Analisis Data Hasil Optimasi

Tahapan ini menganalisis hasil dari optimasi yaitu grafik koefisien perpindahan panas keseluruhan yang optimal. Analisis data juga membahas tentang perbandingan antara data desain dengan nilai variabel setelah dioptimasi. Kemudian dilakukan verifikasi dengan *software* HTRI agar mendapatkan data geometri hasil optimasi. Setelah dilakukan proses analisis, maka keputusan diambil untuk menentukan kesimpulan dari penelitian.

3.2 Data Geometri dan Properties

Heat exchanger yang didesain adalah *heat exchanger* yang mempunyai tipe *Shell and Tube* dengan *helical baffle*. *Heat exchanger* mempunyai input fluida yang akan dipanaskan yaitu *production fluid* dan fluida pemanas agar terjadi perpindahan panas adalah *steam*. Berikut **Tabel 3.1** yaitu data geometri pada sisi *tube* dan *shell*.

Tabel 3.1. Input Data *Tubeside* dan *Shellside*

No	Data Properties	Simbol	Unit	Nilai	
1	Fluida			*Production Fluid*	*Steam*
2	Debit	$\dot{Q}_s$	barel/day	265000	8820.54
3	Temperatur masuk	T_{in}	^oC	54.72	148.88
4	Temperatur keluar	T_{out}	^oC	82.2	93.33
5	Laju aliran massa	$\dot{m}$	kg/hr	154031.25	5516.8746
6	Shell ID	D_{is}	m	1.016	
7	Shell Length	L_s	m	8.119	
9	Jumlah *passes*			2	
11	*Nozzle ID*		m	1.011	1.011
12	*Mean Bulk Temperature*	MBT	^oC	20	20
13	*Tube OD*	d_o	m	0.01905	
14	Ketebalan tube	t_w	m	0.00211	

Tabel 3.2. Input Data Properties Fluida

No	Data Properties	Simbol	Unit	Nilai	
				Cold Crude	*Hot Steam*
1	*Specific Heat*	C_p	kj/kg.^{o}C	4.19	3.84
2	Konduktivitas Termal	k	W/m^{0}C	0.66	0.59
3	Viskositas	μ	kg/m.s	0.003	0,00013
4	*Density*	ρ	kg/m^3	929.16	970.37

Data – data diatas berdasarkan data desain *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan *crude oil* sebagai *production fluid* – nya dan *steam* sebagai media pemanasnya. Data properties dari fluida pada **Tabel 3.2** dapat berubah sesuai dengan perubahan temperatur dari fluida. Data *density* dari *cold crude* berdasarkan data laboratorium dan data *hot steam* dari buku prinsip pada *water treatment* [22]. Data operasional yang telah didapatkan sesuai dengan kaidah kesetimbangan massa dan energi yang nantinya akan dilakukan optimasi. Proses tersebut tentunya mempunyai parameter sebagai media keberhasilan dari optimasi. Parameter tersebut ditentukan oleh lima bagian yaitu sudut *baffle* (Θ) dan diameter luar *tube* (d_o).

3.3 Pemodelan *Heat Exchanger*

Tahapan ini memodelkan *heat exchanger* tipe *helical baffle* dengan melakukan analisis termal terhadap variabel masukan berupa dimensi, nilai properties dan kondisi operasi yang telah ditentukan. Hasil dari memodelkan *heat exchanger* adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas permukaan dan *pressure drop*. Analisis termal dari *heat exchanger* digunakan untuk memodifikasi sesuai perubahan geometri dari *heat exchanger* dan hasil selanjutnya akan mendapatkan hasil yang sebanding dengan analisis sebelumnya. Analisis termal dalam

heat exchanger dibagi menjadi 2 yaitu analisis termal yang terjadi pada *tube* dan *shell*.

3.3.1 Analisis Termal Pada Sisi *Tube*

Fluida yang mengalir pada sisi *tube* adalah *steam* sebagai penyuplai panas untuk *production fluid* (*crude oil*). Koefisien perpindahan panas yang terjadi dalam sisi *tube* dapat dinyatakan dalam persamaan.

$$h_t = \frac{k_t Nu_t}{d_i} \tag{3.1}$$

Dimana d_i adalah nilai diameter dalam *tube* yang dapat ditentukan dengan diameter luar (d_o) *tube* dikurangi ketebalan *tube* (t_w). Sedangkan Nu_t adalah bilangan *Nusselt* yang menyatakan rasio perpindahan panas secara konveksi dan konduksi normal. Nilai *Nusselt* ditentukan berdasarkan nilai *reynold*, dimana hal tersebut dapat dinyatakan sesuai dengan persamaan 3.2a, 3.2b dan 3.2c sebagai berikut.

- ✓ Kondisi nilai *Reynold* diatas 10000 (Re_t > 10000) persamaan *Nusselt number* adalah:

$$Nu_t = \frac{h.d_i}{k_f} = 0{,}027\ Re_t^{0,8} Pr^{1/3}.\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \tag{3.2a}$$

- ✓ Kondisi nilai *Reynold* antara 2100 dan 10000 (2100>Re_t > 10000) persamaan *Nusselt number* adalah:

$$Nu_t = \frac{h.d_i}{k_f} = 0{,}023\ Re_t^{0,8} Pr^{0,4}.\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \tag{3.2b}$$

- ✓ Kondisi nilai *Reynold* dibawah 2100 persamaan *Nusselt number* adalah:

$$Nu_t = \frac{h.d_i}{k_f} = 1.86\left(\frac{d_i Re_t Pr_t}{Lt_a}\right)^{0,5} Pr^{1/3}.\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \tag{3.2c}$$

Bilangan *Reynold* adalah bilangan dalam termodinamika yang mengidentifikasi hubungan gaya inersia dan viskos dari fluida dengan kondisi aliran yang mengalir di dalam *tube*. Persamaan *reynold* dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$Re_t = \frac{\dot{v}_t d_i \rho_t}{\mu_t} \quad (3.3)$$

Bilangan *reynold* yang bernilai kurang dari 2000 (Re_t < 2000), maka aliran di dalam *tube* adalah laminar. Sedangkan, jika nilai bilangan *reynold* adalah diatas 2000 (Re_t > 2000) dan di bawah 4000 (2000 < Re_t < 4000) alirannya adalah Kritikal. Apabila alirannya diatas 4000 (Re_t > 2000), alirannya adalah turbulen [23].

Bilangan *Prandtl* dalam *tube* adalah suatu nilai yang menyatakan distribusi temperatur pada aliran *tube*. Persamaan bilangan *prandtl* dapat menggunakan persamaan 3.4 sebagai berikut.

$$Pr_t = \frac{\mu_t Cp_t}{k_t} \quad (3.4)$$

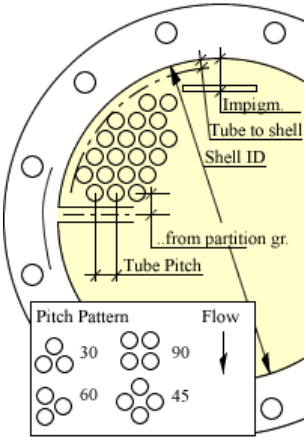
Dimana, A_t adalah luas permukaan *tube* yang dapat ditentukan dengan persamaan 3.5 yaitu:

$$A_t = N_t \; x \; tube \; passes \; x \; \frac{\pi}{4} {d_i}^2 \; x \; L_t \quad (3.5)$$

Luas permukaan *tube* ditentukan dengan d_i yaitu diameter dalam *tube*. Diameter dalam *tube* dapat dicari melalui pengurangan diameter luar (d_o) dengan dua kali ketebalan *tube* (t_w). Jumlah *tube* (N_t) dan jarak antar *tube* atau *tube pitch* (P_t) dapat digunakan dalam menentukan diameter *bundle tube* (D_{ctl}) yaitu sesuai persamaan 3.6 sebagai berikut.

$$N_t = \frac{0.78 \; x \; {D_{ctl}}^2}{C \; x \; {P_t}^2} \quad (3.6)$$

Nilai *C* adalah representasi dari *tube layout* atau tata letak dari posisi *tube* di dalam *heat exchanger*. *Tube layout* dalam *heat exchanger* dapat dilihat dalam **Gambar 3.2**. Tata letak dari tube (Θ_{tp}) terdapat 4 jenis yaitu 30^0, 45^0, 60^0, dan 90^0. *Tube layout* dengan nilai 45^0 atau 90^0 (Θ_{tp}= 45^0 atau Θ_{tp} = 90^0) bernilai *C* = 1. Sedangkan untuk *tube layout* 30^0 atau 60^0, nilai *C* = 0.86.



Gambar 3.2. Tata Letak *Tube* (*Tube Layout*) dalam *Shell*

Nilai P_t adalah penentuan dengan rasio *pitch* yaitu 1.25< $\frac{P_t}{d_o}$ <1.5, sehingga dapat menggunakan persamaan.

$$P_t = 1.25 d_o \tag{3.7}$$

atau $P_t = 1.5 d_o$ (3.8)

Pitch tube menentukan jumlah perolehan dari *tube*. Semakin besar *pitch tube*, maka semakin besar diameter *bundle tube* yang didapatkan. Diameter *bundle tube* yang telah diperoleh, selanjutnya digunakan untuk menentukan *tube bank outer* dengan persamaan sebagai berikut.

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \tag{3.9}$$

Fluida yang mengalir di dalam *tube* tentunya mempunyai kecepatan fluida. Kecepatan fluida ini menjelaskan perbandingan antara laju aliran massa terhadap densitas dari fluida dalam luasan area *tube*. Persamaan kecapatan fluida dapat ditentukan dengan persamaan 3.10 ssebagai berikut.

$$\dot{u}_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_t} \tag{3.10}$$

Kecepatan fluida ini akan mengakibatkan gaya gesek di dalam *tube*, sehingga hal tersebut dapat mengurangi tekanan fluida yang mengalir di dalam *tube*. Persamaan penurunan tekanan (ΔP_t) dapat dinyatakan dalam persamaan 3.11 sebagai berikut.

$$\Delta P_t = \left(\frac{f_t L_t}{d_i}\right)\frac{v_t^2}{2} N_t \tag{3.11}$$

Dimana L_t adalah panjang *tube*, d_i adalah diameter dalam *tube*, N_t adalah jumlah *tube* dan f_t adalah faktor friksi dari persamaan *reynold number* yang menyatakan jenis aliran yang terjadi pada *tube*. Aliran turbulen dapat menggunakan persamaan 3.12 sebagai berikut.

$$f_t = \left((1.58\ x\ \ln Re_t) - 3.28\right)^{-2} \tag{3.12}$$

Sedangakan untuk persamaan 3.13 di bawah ini menunjukkan persamaan f_t untuk aliran lamainar dalam *tube*.

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \tag{3.13}$$

Sehingga, nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* sesuai persamaan 3.1 diatas, maka dapat ditentukan nilai koefisien perpindahan panas (h_t) sesuai dengan persamaan 3.14 di bawah ini.

$$h_t = \frac{0.023}{(d_i)^{0.2}}\left(u_p\right)^{0.8}(\mu_t)^{-0.4}\left(c_{p_t}\right)^{0.4} k_t^{\ 0.6}\left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{0.14} \tag{3.14}$$

Berdasarkan perhitungan geometri dan mekanika fluida dalam *tube*, maka proses untuk mengoptimalkan *heat exchanger* dapat ditinjau dari diameter dalam (d_i), diameter luar (d_o), jarak antar *tube* atau *pitch tube* (P_t) dan jumlah *tube* (N_t). Diameter luar *tube* yang besar akan memberikan nilai diameter dalam *tube* yang besar pula dengan pengurangan terhadap ketebalan *tube* (t_w). Apabila diameter dalam *tube* besar, maka nilai luasan permukaan *tube* akan besar sesuai persamaan 3.5. Besarnya luasan permukaan (A_t) tersebut akan menyebabkan kecepatan fluida di dalam *tube* akan kecil dinyatakan dalam persamaan 3.10 dan mengurangi nilai

reynold sesuai persamaan 3.3. Dalam hal optimasi ini, salah satu pencapaiannya adalah dengan meningkatkan nilai *nusselt number* yang kemudian berpengaruh pada perpindahan panas dalam *tube*. Oleh karena itu, nilai *nusselt* yang didapatkan harus besar dengan cara mengecilkan luasan permukaan dan meningkatkan nilai *reynold* pada *tube.*

3.3.2 Analisis Termal Pada Sisi *Shell*

Koefisien perpindahan panas dalam *shell* adalah koefisien perpindahan panas yang terjadi di dalam *shell* oleh fluida yang akan dipanaskan (*production fuid*) menggunakan persamaan B.Peng sebagai berikut [18].

$$h_s = C.{Re_s}^m {Pr_s}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{k}{d_o}\right) \tag{3.14}$$

Dimana *C* dan *m* adalah konstanta untuk *continuous helical baffle* yang bernilai 0.0451 dan 0.699. Sehingga persamaan (3.13) sebagai berikut.

$$h_s = 0.0451{Re_s}^{0.699} {Pr_s}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{k}{d_o}\right) \tag{3.15}$$

Nilai *reynold* untuk sisi *shell* dapat digunakan persamaan 3.16 sebagai berikut.

$$Re_s = \frac{v.d_e.\rho_s}{\mu_s} \tag{3.16}$$

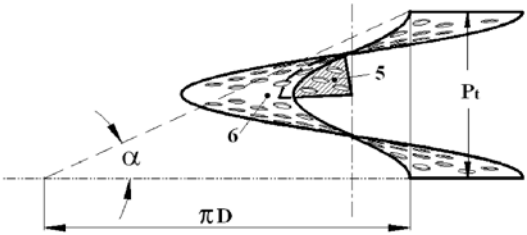
Dimana *u* adalah kecepatan rata – rata terhadap *cross area* (A_s) dan *μ* adalah viskositas kinematik dari fluida. Hubungan antara Re_s dan A_s dapat dinyatakan dalam persamaan 3.17.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \tag{3.17}$$

Cross Area shell (A_s) yang menyatakan luasan area yang melintang dalam *shell* karena terdapat sudut *helix* (Θ) dari *baffle*. *Cross Area* dapat dinyatakan dalam persamaan 3.18 sebagai berikut.

$$A_s = 0.5xBxD_{is}x\left(1 - \frac{d_{ct}}{D_{is}}\right)x(1 - \frac{d_o}{L_{pt}}) \tag{3.18}$$

Nilai *B* dipengaruhi oleh nilai kemiringan dari *baffle* yang akan menentukan besarnya luasan area dari *shell*. **Gambar 3.3** menjelaskan bentuk dari sudut *helix* dalam *shell*.



Gambar 3.3. Bentuk Sudut *Helix* (Θ) dalam *Shell*

Nilai *B* dapat ditentukan dengan persamaan 3.19 di bawah ini.

$$B = D_{is} tan\, \theta \tag{3.19}$$

Nilai kecepatan rata – rata (u) dapat berubah menjadi persamaan 3.20 berikut ini.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho x 0.5 x \pi D_{is} tan\, \theta x D_{is}\left(1-\frac{d_{ct}}{D_{is}}\right) x (1-\frac{d_o}{L_{pt}})} \tag{3.20}$$

Kemudian nilai *Prandtl* dalam *shell* merupakan distribusi temperatur dalam *shell* sesuai persamaan 3.21 berikut.

$$Pr_s = \frac{\mu_s Cp_s}{k_s} \tag{3.21}$$

Nilai *Nusselt* untuk *helical baffle* menggunakan persamaan B.Peng sebagai berikut.

$$Nu_s = C.{Re_s}^m {Pr_s}^{\frac{1}{3}} \tag{3.22}$$

Dimana untuk nilai setengah dari *continuos helical baffle* seperti pada persamaan 3.15 nilai *m* dan *C* adalah 0.699 dan 0.0451. Sehingga, persamaan *nusselt* dapat dinyatakan seperti dibawah ini.

$$Nu_s = 0.0451\, {Re_s}^{0.699} {Pr_s}^{\frac{1}{3}} \tag{3.23}$$

Jadi, nilai koefisien perpindahan panas dalam *shell* dapat berubah menjadi persamaan 3.24 dan 3.25.

$$h_s = 0.0451 \left(\frac{m d_o}{\mu}\right)^{0.699} \left(\frac{\mu C_p}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \frac{k}{d_i} \quad (3.24)$$

$$h_s = (m)^{0.699} (\mu)^{-0.33567} \left(c_p\right)^{\frac{1}{3}} (k)^{\frac{2}{3}} (d_i)^{-0.301} \quad (3.25)$$

3.4 Perhitungan Perpindahan Panas *Heat Exchanger*

Perpindahan panas *heat exchanger* ditentukan melalui dua hal yaitu koefisien perpindahan panas desain (U_d) dan perpindahan panas aktual (U) atau sesuai dengan masukan proses kondisi dari *heat exchanger*. Nilai koefisien perpindahan panas desain diharuskan lebih besar dari nilai perpindahan panas aktual. Hal ini bertujuan digunakan estimasi adanya perubahan nilai perpindahan panas aktual karena kondisi fluida yang berubah – ubah. Selain itu, faktor *safety* dan minimum *cost* juga menjadi perhatian agar desain *heat exchanger* tidak memakan biaya yang besar sesuai dengan ukuran dan kapasitas yang diperlukan proses dalam *heat exchanger*. Sehingga, kedua koefisien perpindahan panas tersebut dapat ditentukan dengan persamaan di bawah ini.

- ✓ Koefisien perpindahan panas aktual (U_d)

$$U_d = \frac{Q}{A \; x \; MTD} \quad (3.26)$$

Dimana, Q adalah energi panas yang ditransferkan dengan pengaruh nilai *properties* dan nilai dimensi dari *heat exchanger*. Persamaan untuk mencari Q dapat ditentukan dengan persamaan berikut ini.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (3.27)$$

Nilai – nilai $\dot{m}, c_p,$ dan ΔT adalah nilai yang berasal dari nilai *properties* fluida yaitu laju aliran massa, spesifik kalor, dan perbedaan temperatur, serta nilai – nilai properties tersebut bernilai konstan.

- ✓ Koefisien perpindahan panas keseluruhan yang didesain (U) dari *heat exchanger* dapat ditentukan sebagai berikut [24]:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{f_t}}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + R_{f_s} + \frac{1}{h_s} \quad (3.28)$$

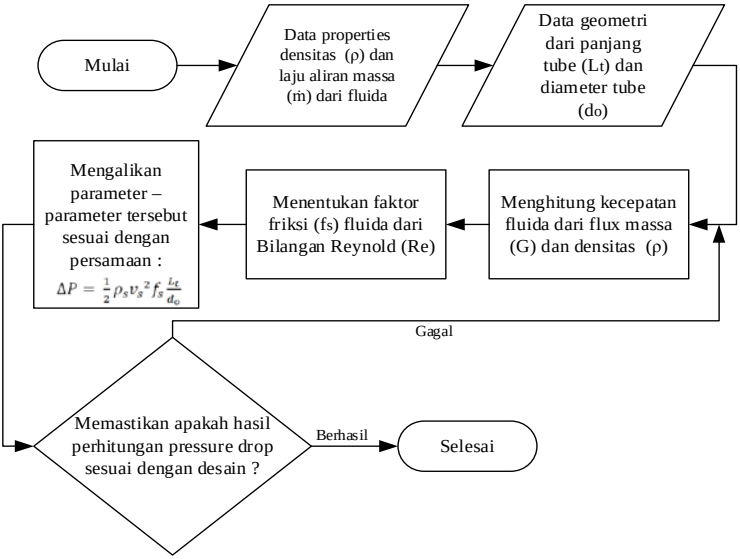
Dimana R_f merupakan *fouling resistance* yang bernilai 0.0005 untuk *shell* dan 0.0004 untuk *tube*. Nilai U_o dipengaruhi oleh perpindahan panas yang terjadi didalam *tube* dan *shell*. Setiap kenaikan perpindahan panas dalam *heat exchanger*.

3.5 Perhitungan *Pressure Drop Heat Exchanger*

Penurunan tekanan (*pressure drop*) dalam pipa *heat exchanger* (*tube*) merupakan bagian dari desain *heat exchanger* yang harus diperhitungkan terlebih dahulu. Penurunan tekanan dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut.

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho_s {v_s}^2 f_s \frac{L_t}{d_o} \quad (3.29)$$

Dimana dalam menentukan *pressure drop*, nilai properties fluida yang diperlukan adalah *flow rate* (ṁ) dan densitas (ρ) dari *fluid*. Setelah data properties, kemudian dipersiapkan data geometri dari *tube* yaitu panjang *tube* (L_t) dan diameter luar *tube* (d_o).



Gambar 3.4. Diagram Alir Perhitungan *Pressure Drop*

Langkah selanjutnya adalah menghitung nilai *flux* massa fluida ($\dot{G}_S$) dan kecepatan aliran dalam *tube*. Setelah itu, menghitung faktor friksi dari fluida sesuai dengan **Persamaan 3.12**. Keseluruhan parameter tersebut dimasukkan dalam **Persamaan 3.29** diatas. Penentuan *Pressure Drop* dapat digambarkan dalam diagram alir **Gambar 3.4**.

3.6 Optimasi *Heat Exchanger* Menggunakan *Genetic Algorithm* (GA)

Metode GA digunakan untuk mendesain ulang *heat exchanger* dengan tujuan memaksimalkan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U). Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat ditentukan dengan memperkecil luasan area (A), namun hal itu akan menimbulkan nilai *pressure drop* (ΔP) besar. Oleh karena itu, perlu diberikan batasan *pressure drop* yang diizinkan (*allow pressure drop*). Cara untuk mendapatkan nilai minimal dari luasan area (A) dapat dilakukan dengan pengoptimalan nilai sudut *baffle* (Θ) dan diameter output tube (d_o). Oleh karena itu, fungsi tujuan atau *objective function* (Persamaan 3.28) yang digunakan dalam metode ini dapat dinyatakan sebagai berikut.

max f_{obj} (Θ, d_o) $\rightarrow$ *fungsi U*

Dimana, nilai Θ adalah $15^o < \Theta < 55^o$
nilai d_o adalah 0.01905 m $< d_o <$ 0.0254 m

Penerapan dengan menggunakan *software* Matlab untuk metode optimasi *genetic algorithm* dalam mengoptimasi performansi *heat exchanger* dibagi kedalam beberapa fungsi yaitu fungsi utama, fungsi *Genetic Algorithm*, fungsi *objective function* dan fungsi untuk menghitung nilai objektif. Fungsi – fungsi tersebut dijelaskan sebagai berikut.

a. Fungsi Utama

Fungsi utama bertugas untuk menjalankan program optimasi *genetic algorithm* secara keseluruhan. Fungsi yang terdapat pada fungsi utama antara lain fungsi insialisasi populasi. Insialisasi populasi ini akan mempengaruhi nilai dari *fitness*. Nilai *fitness* merupakan nilai kualitas dari

koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) yang menjadi fungsi objektifnya. Didalam fungsi utama terdapat beberapa parameter untuk menginisialisasi populasi, antara lain:

a. Jumlah Individu.

Jumlah individu dalam *genetic algorithm* menyatakan banyaknya individu untuk mendapatkan solusi optimasi secara acak. Individu menyatakan besarnya nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan yang akan dipilih. Nilai maksimal yang paling besar, tetapi yang masih berada pada batasan itulah yang dipilih sebagai solusi maksimal. Dalam program di Matlab dinyatakan sebagai berikut.

```
% Jumlah individu dalam populasi
NIndividu = 100;
```

b. Jumlah Batasan

Jumlah ini menyatakan parameter batas berjumlah 2 untuk diameter *tube* dan sudut *helix*. Dalam pemrogram di Matlab dinyatakan sebagai berikut.

```
% Jumlah variabel dalam fungsi objektif
NVariant = 2;
```

c. Maksimal Iterasi

Iterasi dalam GA diberikan untuk melakukan pengulangan (pencarian) nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan sampai kondisi konvergen. Nilai iterasi diberikan dalam metode GA ini sebanyak n = 300 kali. Dalam pemrograman di Matlab ditentukan fungsi iterasi sebagai berikut.

```
% Maksimal Iterasi
NIteration = 300;
```

b. Fungsi *Genetic Algorithm*

Fungsi ini memasukkan fungsi seleksi, *crossover*, fungsi mutasi dan *elitism*. Dalam fungsi ini akan dilakukan proses utuh dari GA untuk melakukan proses manipulasi variabel. Beberapa langkah dalam proses GA adalah sebagai berikut.

a. Fungsi Seleksi

Fungsi seleksi akan melakukan proses seleksi untuk memilih individu terbaik yang akan dijadikan sebagai induk. Individu yang mempunyai nilai *fitness* maksimal akan dipilih sebagai induk. Induk dinyatakan dalam fungsi sebagai berikut.

```
Parent1 = selection_(FitnessNormal);
Parent2 = selection_(FitnessNormal);
```

Dimana, Fitness Normal dinyatakan dalam fungsi yang berbeda sesuai dengan fungsi untuk memaksimalkan, maka dikurangi dengan Fitness Minimal.

b. Fungsi *Crossover*

Fungsi ini dilakukan untuk melakukan *crossover* terhadap individu maksimal yang terpilih. Fungsi dari *crossover* memiliki masukkan yaitu individu sebagai induk, probabilitas *crossover* dengan nilai 0.8, dan identitas populasi baru hasil *crossover*. Fungsi *crossover* dinyatakan sebagai berikut.

```
if ( rand() < 0.8 )
    Child = cross_over_ (PopulationS (Parent1,
    IterVar), PopulationS (Parent2, IterVar));
    PopulationS(IterInd,IterVar) = Child(1);
    PopulationS(IterInd+1,IterVar) = Child(2);
else
    PopulationS (IterInd, IterVar) = PopulationS
    (Parent1, IterVar);
    PopulationS (IterInd+1, IterVar) = PopulationS
    (Parent2, IterVar);
end
```

c. Fungsi Mutasi

Fungsi mutase digunakan untuk melakukan mutasi pada individu induknya. Dalam proses mutasi diberikan nilai acak pada jumlah individu dalam induk. Fungsi mutasi dinyatakan dalam pemrograman Matlab sebagai berikut.

```
% Fungsi Mutasi
Half = round (Number_Individu/2 );
        for IterInd = 1:Half
          for IterVar = 1:Number_Variant;
            RandomValue = 4+ceil (rand ()*
                                Number_Individu);
            PopulationS (RandomValue, IterVar) =
...
              Bound_Variant (IterVar, 1) + ...
              (Bound_Variant (IterVar, 2)-...
               Bound_Variant (IterVar, 1))*rand();
```

d. Fungsi *Elitism*

Fungsi elitism akan mengganti individu yang mempunyai performansi kurang baik. Dalam hal ini adalah nilai U yang kurang baik setelah dilakukan mutasi. Hasil dari *elitism* adalah populasi yang telah diperbarui beserta nilai objektifnya. Berikut fungsi *elitism* dalam pemrograman Matlab.

```
% Fungsi Elitism
function Child = cross_over_(Parent1,Parent2)
        RandomValue = rand();
        Child (1) = RandomValue*Parent1 + (1-
        RandomValue)*Parent2;
        Child (2) = RandomValue*Parent2 + (1-
        RandomValue)*Parent1;
end
```

c. Fungsi *Objective Function*

Fungsi ini menentukan fungsi dari *objective function* yaitu fungsi fitness dari koefisien perpindahan panas keseluruhan (U). Berikut penerapan dalam Matlab untuk fungsi *objective function* koefisien perpindahan panas keseluruhan.

```
function Fitness = ObjectFunctionGA(MatVariables)
                NVariant = min (size (MatVariables));
                NIndividu = max (size (MatVariables));
                Fitness   = zeros (NIndividu,1);
```

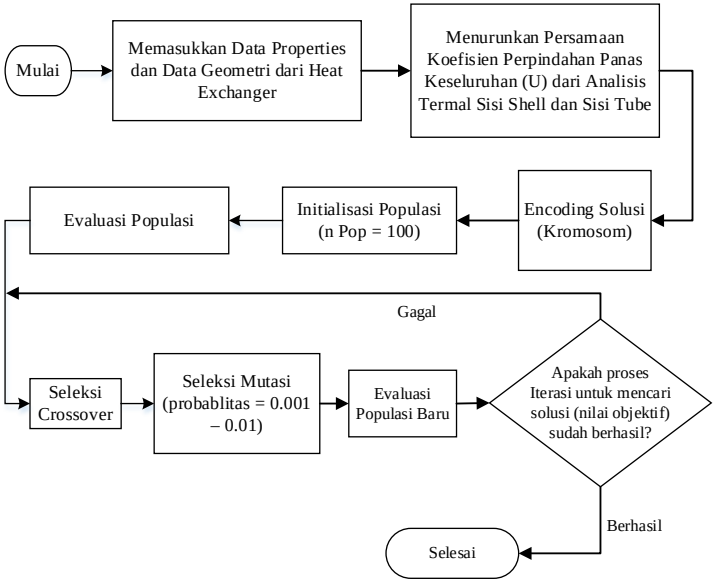
switch (NVariant)

Nilai fitness didefinisikan sebagai persamaan koefisien perpindahan panas keseluruhan dengan parameter x(i) dan y(i).

d. Fungsi Penurunan Persamaan *Objective Function*

Penurunan persamaan untuk *objective function* berdasarkan pada Bab 3.3 sebelumnya tentang Pemodelan *Heat Exchanger*. Dalam pemodelan tersebut terdiri dari beberapa aspek untuk menurunkan persamaan *objective function* antara lain yaitu analisis aliran dalam *heat exchanger*, analisis perpindahan panas pada *shell* dan *tube* dan perhitungan performansi dari *heat exchanger*. Secara rinci untuk kode pemrograman optimasi *Genetic Algorithm* dapat dilihat pada **Lampiran IX**.

Secara umum untuk memudahkan dalam pemahaman alir optimasi GA dapat digambarkan dalam diagram blok **Gambar 3.5** di bawah.



Gambar 3.5. Diagram Blok Optimasi *Genetic Algorithm* Pada *Heat Exchanger*

Dalam proses penyelesaian optimasi GA prinsip yang utama adalah *decoding* dan *encoding*. Pengkodean yang digunakan biasanya menggunakan pengkodean diskrit, terutama pengkodean biner. Pengkodean biner merumuskan setiap string dengan nilai 1 dan 0.

3.7 Validasi Desain *Heat Exchanger* Menggunakan HTRI

Langkah – langkah dalam validasi desain menggunakan HTRI (*Heat Transfer Research Inc*) adalah sebagai berikut.

a. Langkah pertama untuk melakukan validasi desain *heat exchanger* hasil optimasi yaitu dengan mengisi keseluruhan input dalam panel *Input Summary* yang terdiri dari *Case Mode*, Konfigurasi *Exchanger*, Kondisi Proses, Geometri *Shell* dan *Tube*, serta geometri *baffle*. Pemilihan *case mode* menjadi penting sebab fungsi dari masing – masing *mode* berbeda. Dalam simulasi kali ini menggunakan *case mode*: ***Rating***.
b. Langkah kedua yaitu masuk ke panel *Hot Fluid Properties*. Panel ini terdiri dari lima sub panel yaitu profil T & P (Temperatur dan *Pressure*), *Heat Release*, *Property Grid*, *Components* dan *Dew/ Bubble*. Simulasi yang digunakan untuk *heat exchanger* ini hanya menggunakan sub panel profil T & P dan *Property Grid*. Cukup dengan input dua sub panel ini, maka simulasi sudah dapat dijalankan.
c. Langkah ketiga yaitu menjalankan program simulasi dari *heat exchanger* dengan mengetik ikon *run case* () untuk mendapatkan nilai *best case* dari simulasi.

3.8 Perhitungan *Cost Heat Exchanger*

Dasar dari perhitungan *cost* pada peralatan di industri adalah dengan menentukan *cost index* [21]. Setiap tahun harga setiap peralatan di industri mengalami kenaikan karena faktor *cost index* yang semakin meningkat. Sehingga, langkah – langkah untuk menghitung *cost* dari *heat exchanger* adalah dengan persamaan – persamaan sebagai berikut.

a. Menentukan *cost index*, yaitu menggunakan Marshall and Swift Equipment *Cost Index*. Besarnya harga alat yang berhubungan dengan *cost index* dapat dinyatakan dalam persamaan berikut ini.

$$H_x = \frac{Indeks\ harga\ tahun\ X}{Indeks\ harga\ tahun\ (X-1)}\ x\ H_{x-1} \qquad (3.30)$$

Dimana, H_x adalah harga alat tahun pada nilai tertentu (x). H_{x-1} adalah harga pada tahun sebelum x

b. Menghitunga *cost index* pada tahun sebelumnya, apabila di dalam tabel *cost index* (**Tabel 4.1 pada Lampiran IV**) tidak terdapat tahun yang diinginkan. Dengan menggunakan metode *Least Square*, penafsiran harga pada tahun x dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut [21].

$$y = a + b\ (\ x - x') \qquad (3.31)$$

Dimana, x = tahun
y = *cost index*
a = y' (harga rata – rata y)

c. Setelah didapatkan *cost index* untuk tahun x, maka harus menentukan harga *heat exchanger* pada tahun x. Harga *equipment* pada tahun tersebut ditentukan dari estimasi harga berdasarkan *website matche.com.* Parameter yang dimasukkan untuk mendapatkan estimasi harga tersebut adalah tipe *heat exchanger*, luasan area, material *heat exchanger* dan desain *pressure*.

4 Langkah terakhir yang dilakukan adalah menghitung harga *heat exchanger* pada tahun yang diinginkan (y) dari **persamaan 3.29**.

3.9 Review Desain Operasi *Heat Exchanger*

Review desain *heat exchanger* di CGS 5 pada dasarnya menggunakan analisis penggunaan *steam.* Perbandingan yang dilakukan pada *heat exchanger* tipe *segmental baffle* dan *helical baffle* terletak pada sisi *shell.* Hal ini dikarenakan pada sisi *shell* merupakan sisi sebagai dampak dari perpindahan panas dari

steam. Langkah - langkah untuk melakukan review desain operasi pada *heat exchanger* di CGS 5 adalah dengan sebagai berikut.

- Menentukan perbandingan bilangan Reynold dengan menggunakan **Persamaan 3.16**
- Menentukan perbandingan bilangan Nusselt dengan menggunakan **Persamaan 3.15**
- Menggunakan bilangan *Nusselt* dan *Reynold* dapat digunakan untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.
  - ✓ Koefisien Perpindahan Panas *Heat Exchanger* Tipe *Segmental Baffle* [25]

$$h_s = h_i j_c j_l j_b j_s \tag{3.32}$$

Dimana, J_c adalah faktor koreksi *segmental* jendela *baffle cut* (bernilai 0.9 – 1 untuk *NTIW – No Tube In Window*).

J_l adalah faktor koreksi dari efek *leakage* pada *baffle*. Faktor ini merupakan perbandingan antara *leakage* dan dengan *cross flow area* (bernilai 0.7 – 0.8).

J_b adalah faktor koreksi untuk *bundle bypass* efek dari perpindahan panas yang terjadi (bernilai 0.9 untuk *fixed tube sheet*)

J_s adalah untuk jarak *baffle* yang tidak sesuai pada sisi masuk dan keluar dari penukar kalor. Apabilai jarak antar *baffle* terlalu besar dan kecepatan aliran rendah, maka koefisien perpindahan panas menjadi kecil. Oleh karena itu, faktor jarak *baffle* ini biasanya bernilai 0.85 – 1.0

- ✓ Koefisien Perpindahan Panas *Heat Exchanger* Tipe *Helical Baffle* menggunakan persamaan pada sub bab sebelumnya yaitu **Persamaan 3.14**

- Setelah dapat menentukan perbedaan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*, kemudian digunakan untuk mencari perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Persamaan yang digunakan untuk mencari koefisien perpindahan panas keseluruhan adalah **Persamaan 3.28**
- Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) dapat mempengaruhi nilai *duty* (Q). Semakin besar nilai U, maka akan meningkatkan nilai *duty* sesuai **Persamaan 3.27**
- Sehingga besarnya nilai *duty* akan mempengaruhi penggunaan *steam* dalam proses perpindahan panas (pemanasan)
- Maka, terdapat perbedaan *steam* antara *heat exchanger* pada *segmental baffle* dan *helical baffle* setelah dilakukan perhitungan penggunaan *steam.* Perbedaan *steam* ini dinyatakan sebagai jumlah penghematan *cost steam*, dimana untuk harga *steam* per 1 BOPD (Barrel Oil Per Day) sebesar US$ 5. Sehingga persamaan untuk merumuskan penghematan biaya konsumsi *steam* adalah sebagai berikut.

  $$\Delta\dot{m}_{steam} = \dot{m}_{steam}\, helical - \dot{m}_{steam}\, segmental \qquad (3.33)$$

  Dari perbedaan penggunaan (konsumsi) *steam* diatas, kemudian dinyatakan dalam *cost* dalam mata uang dollar (US$) dengan persamaan sebagai berikut.

  $$US\$\, Steam = \Delta\dot{m}_{steam}\ x\ US\$\ 5 \qquad (3.34)$$

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Pemodelan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan (U) Pada *Heat Exchanger*

Perhitungan koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat menggunakan **Persamaan 3.28** pada Bab 3 sebelumnya. Hal yang diperlukan untuk melakukan perhitungan adalah menentukan nilai *properties* fluida dan dimensi pada *heat exchanger*. Nilai koefisien perpindahan panas yang diperoleh nantinya digunakan untuk membandingkan besarnya perbedaan nilai U awal dan setelah dilakukannya optimasi.

Optimasi *Genetic Algorithm* yang dilakukan pada *heat exchanger* dengan memasukkan data properties dan geometri yang telah ditentukan sebelumnya. Dalam melakukan optimasi ini diperlukan penentuan parameter yang optimasi terlebih dahulu. Parameter – parameter tersebut adalah sudut heliks (Θ) dan diameter *tube* (d_o). Aturan untuk nilai batas yang standar (*constrain*) dari sudut heliks dan diameter *tube* ditentukan dengan nilai sebagai berikut.

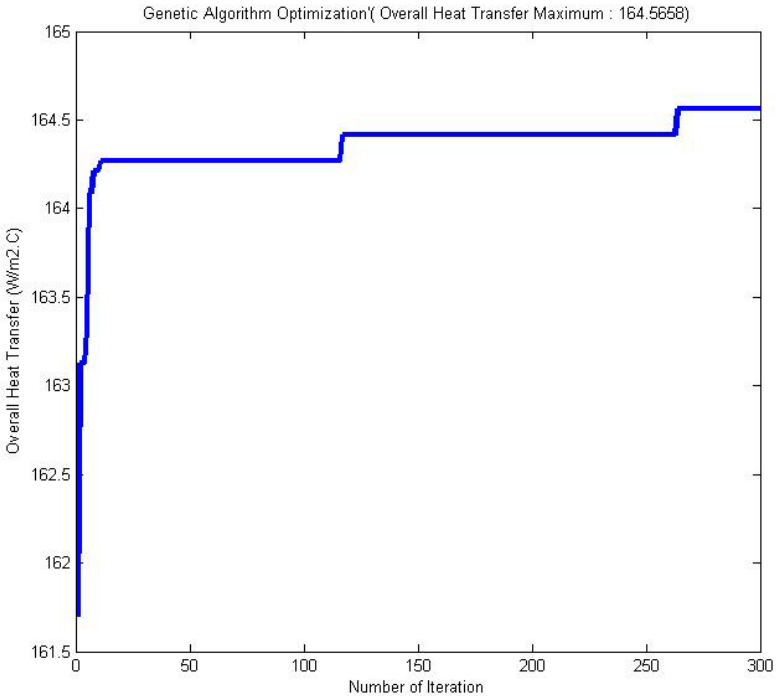
a. Sudut heliks : $35^0 < \Theta < 55^0$
b. Diameter *tube* : 19.05 mm < d_o < 25.4 mm

Sesuai dengan kebutuhan dari proses pemanasan untuk *production fluid* dari temperatur 120 – 150^0 F ke temperatur 180^0F, maka diperlukan perpindahan panas pada *heat exchanger* yang besar. Hal tersebut ditempuh dengan cara menurunkan nilai luasan permukaan (A). Namun, pengurangan luasan permukaan akan mempengaruhi besarnya *pressure drop*. Sehingga, batasan *pressure drop* tidak diizinkan untuk *pressure drop* yang melebihi *allowable pressure drop*. Pemodelan *heat exchanger* dilakukan dengan menggunakan *software* Matlab untuk mengetahui seberapa besar nilai perpindahan panas yang terjadi pada desain *heat exchanger* dengan *segmental* dan *helical baffle*. Pemodelan *heat exchanger* tidak hanya nilai perpindahan panas, tetapi juga luasan area dan *pressure drop* yang terjadi di dalam *shell* dan

tube. Pemodelan *helical baffle* dihitung dengan perbandingan nilai sudut (Θ) = 15^0 dan 55^0 sebagai nilai minimal dan maksimal batas sudut heliks [8,9]. Diameter luar *tube* diatur hanya 0.01905 m, karena nilai tersebut adalah nilai diameter luar *tube* yang minimal dari biasanya pembuatan *heat exchanger* [4]. Sedangkan untuk parameter *segmental baffle* sesuai dengan data desain *heat exchanger* yang terdapat di *Central Gathering Station* 5.

Persamaan – persamaan untuk menurunkan nilai perpindahan panas pada Matlab yang diawali dengan menentukan analisis aliran pada *heat exchanger*. Aliran pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh bilangan Reynold, Prandtl dan Nusselt. Sedangakan persamaan untuk menentukan bilangan – bilangan tersebut adalah laju aliran massa (G), viskositas dinamik (μ), spesifik kalor (c_p) dan konduktivitas termal (k) dari masing – masing fluida. Setelah dimasukkan analisis aliran untuk *heat exchanger* pada masing – masing *shell* dan *tube*, kemudian digunakan untuk mencari nilai koefisien perpindahan panas (h). Koefisien perpindahan panas terdiri dari dua yaitu koefisien perpindahan panas pada *tube* (h_t) dan *shell* (h_s). Persamaan selanjutnya adalah untuk mencari koefisien perpindahan panas keseluruhan dengan memasukkan beberapa variabel. Variabel tersebut yaitu koefisien perpindahan panas dan resistan pengotor (R_f) pada *tube* (Rf_t) dan *shell* (Rf_s), diameter luar (d_o) dan dalam *tube* (d_i) dan nilai konduktivitas dari dinding (Kcs).

Optimasi *heat exchanger* yang menggunakan metode Algoritma Genetika untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas (U) maksimum mempunyai beberapa tahapan. Secara rinci penjelasan tahap - tahap optimasi dapat dilihat pada **Lampiran III**. Hasil dari iterasi menggunakan metode GA ini adalah pada **Gambar 4.1** sebagai grafik nilai maksimal perpindahan panas (U). Iterasi maksimal adalah 300 dan mendapatkan *best fitness* sebesar 164.5658 W/m^2C.



Gambar 4.1. Hasil Grafik Iterasi *Genetic Algorithm*

Tabel 4.1 merupakan hasil perbandingan antara data desain *helical* awal sebelum dioptimasi dan pemodelan *heat exchanger* setelah dioptimasi. Perbedaan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) antara desain awal dengan model yang telah dioptimasi yaitu sebesar 2.5760 W/m^{2}C. Nilai negatif pada kolom beda menunjukkan bahwa nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan yang dioptimasi lebih kecil dibandingkan sebelum dioptimasi. Namun, perbedaan tersebut sangat kecil jika dibandingkan dengan nilai *pressure drop* yang terdapat pada desain awal dan hasil optimasi mencapai beda 21.6620 kPa. Perhitungan *preesure drop* untuk *helical baffle* menggunakan **Persamaan 3.29** dan hasil *pressure drop* yang didapatkan adalah sebesar 12.0675 kPa. Faktor yang mempengaruhi dari nilai *pressure drop* dan perpindahan panas ini adalah nilai laju massa

($\dot{m}$) pada masing – masing *shell* dan *tube*. Sesuai dengan persamaan 3.27 pada Bab 3, semakin besar laju massa akan membesarkan nilai *duty* (Q) dan *heat transfer* (U). Selain itu, dengan besarnya laju massa akan membesarkan nilai *pressure drop*. Faktor lain yang mempengaruhi adalah adanya *fouling* pada masing – masing komponen *heat exchanger*. Setiap waktu penambahan nilai *fouling* akan semakin besar. Hal ini disebabkan oleh adanya kandungan lain seperti endapan tanah, lumpur, pasir dan bahan – bahan lain dalam *production fluid* yang ikut terbawa masuk ke dalam *heat exchanger*. Ketika terjadi perlakuan panas pada *production fluid* endapan – endapan tersebut tidak seluruhnya mengalami penguapan atau tidak ikut terbawa keluar dari *heat exchanger*. Namun, endapan – endapan tersebut menempel pada dinding *shell* yang mengakibatkan kerak (*fouling*).

Tabel 4.1. Hasil Data Desain dan Model Optimasi *Heat Exchanger*

No	Parameter	Unit	HEX Awal	HEX Model	Beda
1.	Diameter *Tube* (d_o)	m	0.01905	0.019063	0
2.	Ketebalan *Tube* (t_w)	m	0.00211	0.001943	-0.0002
3.	Diameter *Shell* (D_s)	m	1.016	1.016	0
4.	Jumlah *Tube* per pass		651	572	-79
5.	Sudut heliks	deg	30	35.107	5.107
6.	Luasan Permukaan (A)	m^2	404	454.1232	50.1232

Tabel 4.1 Hasil Data Desain dan Model Optimasi *Heat Exchanger* (Lanjutan)

No	Parameter	Unit	HEX Awal	HEX Model	Beda
7	*Pressure Drop* (ΔP)	kPa	33.7295	12.0675	-21.662
8.	*Heat Transfer Tube* (h_t)	$W/m^2.C$	293.1439	282.7575	-10.3864
9.	*Heat Transfer Shell* (h_s)	$W/m^2.C$	1500.4355	1019.052	-481.3835
10.	Perpindahan Panas (U)	$W/m^2.C$	167.1418	164.5658	-2.576
11	*Duty* (Q)	MW	0.3269	0.3269	0

4.2 *Heat Exchanger Rating Mode* Pada HTRI

Rating heat exchanger menggunakan HTRI membutuhkan parameter desain untuk mendesain *heat exchanger*. Desain ini bertujuan untuk mendapatkan bentuk geometri dan konstruksi dari *heat exchanger* tipe *helical baffle* yang telah dioptimasi. Parameter yang ditentukan pada HTRI harus dipenuhi agar proses pencarian nilai terbaik (*best fit*) dapat ditemukan dari hasil desain. Proses validasi desain menggunakan HTRI dapat dilihat pada **Lampiran IV**. Nilai parameter yang akan dimasukkan berdasarkan hasil desain menggunakan pemodelan pada Matlab. Sehingga, desain *heat exchanger* dengan HTRI digunakan untuk memvalidasi hasil desain dengan Matlab. Hasil untuk pemodelan menggunakan HTRI adalah sebagai berikut.

Tabel 4.2 Hasil Data Model dan Validasi *Heat Exchanger*

No	Parameter	Unit	HEX Model	HEX Validasi	Perbedaan
1.	Diameter *Tube* (d_o)	meter	0.019063	0.019063	0
2.	Jumlah *Tube*		1144	1106	-38
3.	Sudut heliks	deg	35.014	35.014	0
4.	Luasan Permukaan (A)	m^2	454.1232	427.3340	-26.7892
5.	*Heat Transfer Tube* (h_t)	W/m^2C	282.7575	197.56	-85.1975
6.	*Heat Transfer Shell* (h_s)	W/m^2C	1019.052	584.47	-434.582
7.	Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan (U)	W/m^2C	164.5658	121.09	43.4758
8.	*Duty* (Q)	MW	0.3269	2.7940	2.4671

Berdasarkan nilai validasi HEX pada HTRI dan desain HEX menggunakan Matlab didapatkan perbedaan pada nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) yang cukup signifikan besar yaitu untuk perpindahan panas yang menggunakan Matlab sebesar 164.5658 W/m^2C dan pada HTRI sebesar 121.09 W/m^2C. Perbedaan yang besar ini dikarenakan nilai *heat transfer* pada *shell* berbeda. Perbedaan dapat dipengaruhi oleh persamaan yang digunakan pada masing – masing kalkulasi. Persamaan untuk desain pada Matlab menggunakan persamaan dari B. Peng dan untuk HTRI adalah persamaan nilai U menggunakan persamaan yang disyaratkan dalam mencapai luasan area dan *mean temperature difference*, U = Q / A*EMTD, dikenal dengan *Stream Analysis Method.*

4.3 Penentuan Material *Heat Exchanger*

Sesuai dengan penjelasan pada Bab 3 bahwa material yang terdapat pada *heat exchanger* ditentukan berdasarkan nilai proses desain yang meliputi *pressure* dan temperatur. Melalui perhitungan berdasarkan standar ASME B31.3 Tahun 2002 dapat ditentukan tebal *tube*. Sedangkan untuk detail perhitungan dan material penyusun dari *heat exchanger* dapat dilihat pada **Lampiran V**.

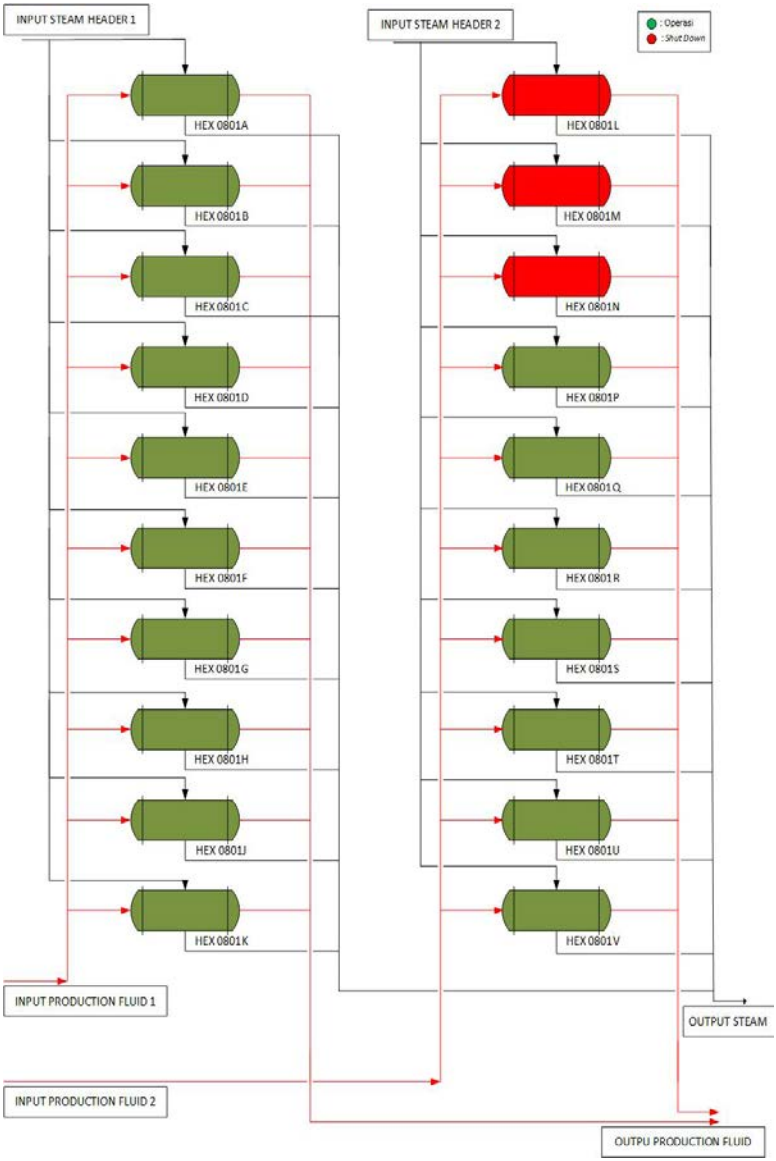
4.4 Analisis *Cost Heat Exchanger*

Analisis *cost* pada *heat exchanger* dapat dilihat pada **Lampiran VI** tentang penentuan harga *heat exchanger*. Penentuan tersebut berdasarkan estimasi dari harga *shell and tube* tahun sebelumnya. Tipe *heat exchanger* didesain sama dengan harga estimasi dengan variabel utama besarnya luasan area. Pertimbangan lain yaitu tentang *cost index* penjualan alat produksi yang setiap tahun mengalami kenaikan.

4.5 Review Desain Unit *n-Heat Exchanger* (HEX) di *Central Gathering Station* (CGS) 5

4.5.1 Desain Unit *n*-HEX

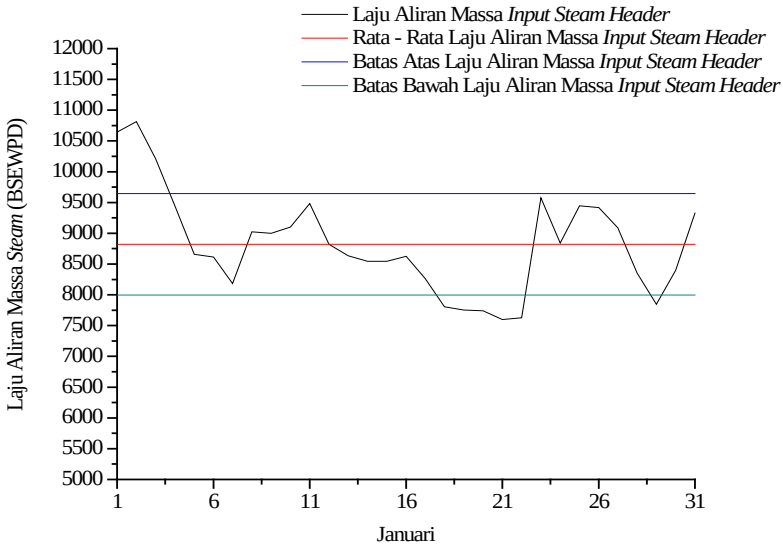
Review desain *heat exchanger* ini diawali dengan melakukan perhitungan performansi dari data proses *flow*, tekanan dan temperatur untuk masing – masing HEX per hari selama bulan Januari. Data – data proses dari HEX dapat dilihat pada **Lampiran VII**. Pada dasarnya, prinsip dari tahap *review* ini adalah mengetahui performansi dari *heat exchanger* dengan menentukan besar laju aliran panas yang diberikan ke *heat exchanger* di dalam *tube* harus sesuai untuk laju pemanasan yang diberikan pada bagian *shell* yaitu ke *production fluid*, dengan asumsi bahwa tidak ada panas yang hilang selama proses berlangsung. Sebelum melakukan perhitungan nilai properties, telah di desain secara sederhana bentuk konfigurasi HEX di CGS 5 pada **Gambar 4.2**.



Gambar 4.2. Desain 20-HEX CGS 5

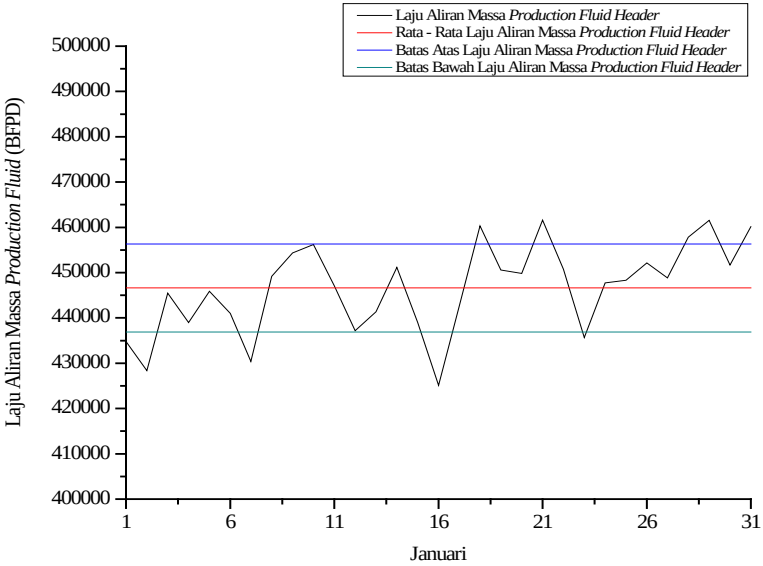
Heat exchanger yang digunakan di CGS 5 terdiri dari 20 HEX. Namun, ada tiga HEX yang masih dalam keadaan *shut down*, sehingga yang beroperasi hanya 17 HEX. Semua HEX yang digunakan tersebut terdiri dari dua *header* untuk *production fluid* dan *steam*.

Pada tahap desain unit *n*-HEX, digunakan persamaan *steady state heat exchanger* dan temperatur keluaran dari *heat exchanger* tetap, tidak ada panas yang terbuang. Selain itu, tidak berhubungan dengan domain waktu (*time domain*) dan nilai *properties* yang digunakan diambil nilai rata-rata antara nilai pada *inlet* dan *outlet n*-HEX sesuai data dari proses CGS 5. Dengan memasukkan data desain yang terdapat pada *mechanical drawing*, didapatkan hasil temperatur keluaran pada *header production fluid* dan *steam*. Besarnya nilai masukkan temperatur setiap HEX dianggap sama karena masukkan temperatur tersebut diukur dalam satu *header*. Berikut **Gambar 4.3a** dan **Gambar 4.3b** tentang grafik laju aliran massa dari fluida di *shell* dan *tube*.



Gambar 4.3a. Laju Aliran Massa *Input Header Steam*

Tranding dari nilai laju massa pada *shell* selama bulan Januari cenderung mengalami kenaikan, sementara *flow rate steam* yang diberikan untuk pemanasan cenderung fluktuatif pada nilai rata – rata ± 8820.54 BFPD. Sehingga, sistem yang dijalankan dapat dikatakan berjalan dengan baik, tetapi nilai *flow rate steam* yang besar tersebut menjadi tugas untuk mendesain alat yang efisien.

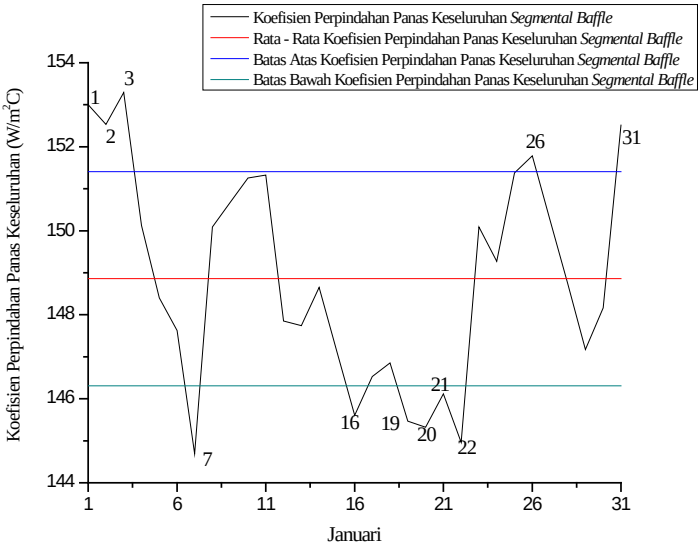


Gambar 4.3b. Laju Aliran Massa *Input Production Fluid*

4.5.2 Analisis Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas keseluruhan *heat exchanger* ditentukan dengan memasukkan nilai temperatur dan *flow rate* dari masing – masing fluida. Fluida dari pemanas (dalam *tube*) harus mampu untuk memanaskan laju aliran massa dari *production fluid.* Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) yang besar dari *heat exchanger* merepresentasikan kinerja dari alat tersebut berjalan baik. Dari data desain *heat exchanger* di CGS 5 mempunyai *overall* U sebesar 539 W/m^{2}C dengan *fouling*

resistance shell sebesar 0.7044 dan *tube* sebesar 0.3522 m^2C/W atau setara dengan koefisien perpindahan panas untuk pengotor sebesar $\frac{7044}{10000}$ W/m^2C dan $\frac{3522}{10000}$ W/m^2C. Koefisien perpindahan panas keseluruhan yang didesain di CGS 5 ini hanya berlaku untuk pengotor (*fouling*) dari *heat exchanger* dalam kurun waktu yang kecil (± 5 – 10 tahun). Namun, kondisi yang sekarang berbeda dengan kondisi ketika desain awal *heat exchanger*. Analisis ini merepresentasikan nilai koefisien perpindahan panas dari pengotor sebesar 2000 W/m^2C untuk *tube* dan 2500 W/m^2C untuk *shell*.



Gambar 4.4. Grafik Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Unit HEX CGS 5

Berdasarkan grafik perpindahan panas keseluruhan (**Gambar 4.4**) dari unit *heat exchanger* telah terjadi perubahan koefisien perpindahan panas keseluruhan, dimana pada nilai desain yaitu 539 W/m^2C turun menjadi 148.8594 W/m^2C. Perubahan perpindahan panas yang terjadi dalam *heat exchanger* terjadi tidak stabil. Hal tersebut dibuktikan

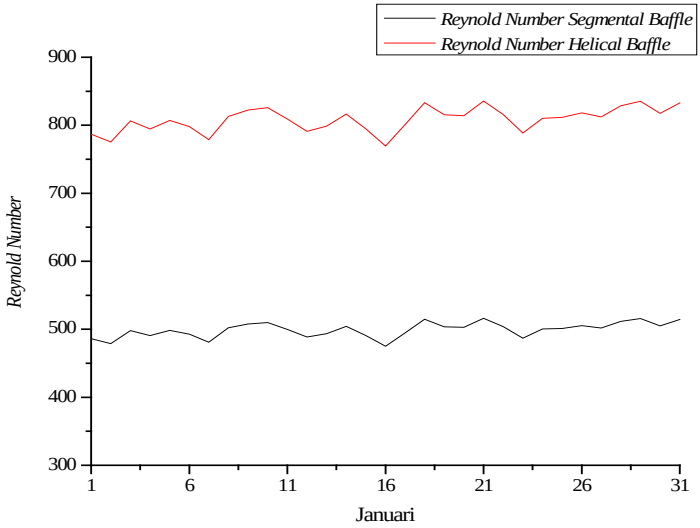
berdasarkan data pada grafik (**Gambar 4.4**) dimana pada tanggal 01, 02, 03, 26 dan 31 Januari 2015 terjadi perpindahan panas melebihi batas atas (*upper limit*) dengan besar batas atas yaitu 151.0492 W/m^{2}C. Apabila keadaan ini sering terjadi, maka akan meningkatkan penggunaan *steam* untuk pemanasan pada *heat exchanger*.

Kemudian pada tanggal 07, 16, 19, 20, 21 dan 22 Januari 2015 terjadi kondisi perpindahan panas pada *heat exchanger* di bawah batas bawah (*lower limit*) sebesar 146.3096 W/m^{2}C. Kondisi ini akan mengurangi performansi dari *heat exchanger* dalam melakukan pemanasan. Keadaan seperti ini disebabkan karena kondisi *heat exchanger* dari CGS 5 yang kurang baik yaitu beberapa *tube*-nya telah mengalami kebocoran. Hal tersebut menjadi faktor terburuk dalam kerja *heat exchanger*, sehingga menyebabkan berkurangnya kapasitas pemanasan.

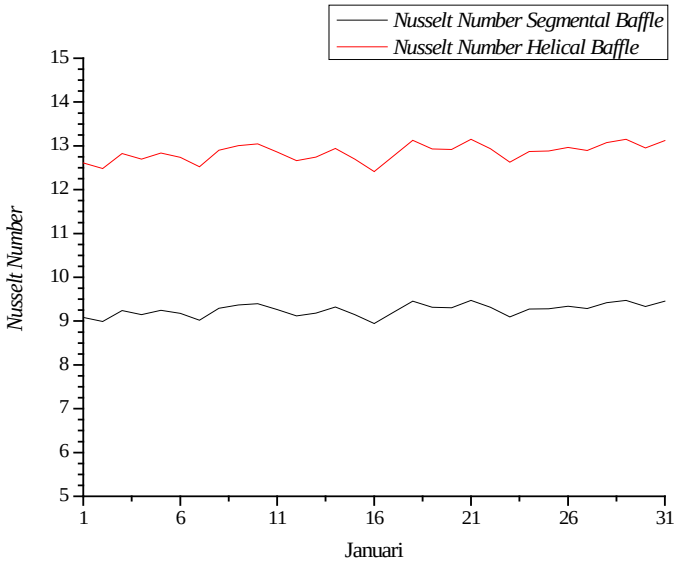
4.6 Analisis Operasional *Heat Exchanger* Tipe *Helical Baffle* dan *Segmental Baffle*

Analisis operasional dari *heat exchanger* jenis *helical baffle* yang telah didesain adalah dengan cara membandingkan konsumsi *steam* untuk *helical baffle* dan *segmental baffle* sebagai desain awal *heat exchanger*. Setelah proses *review* desain *heat exchanger* awal sesuai pembahasan **subbab 4.5.1** dan **4.5.2** diatas, telah sepakat bahwa nilai perpindahan panas telah berkurang dari desain awal. Oleh karena itu, desain ulang *helical baffle* ini untuk memberikan desain *heat exchanger* yang sesuai dengan proses kondisi dari *production fluid* yang sekarang.

Analisis perbedaan *steam* yang digunakan untuk *helical baffle* dan *segmental baffle* dilakukan melalui beberapa cara, antara lain menentukan perbedaan nilai bilangan *Reynold* dan *Nusselt*. Persamaan yang diberikan sesuai dengan pembahasan pada **Sub Bab 3.8** tentang langkah – langkah *review* desain operasi pada *heat exchanger*. Hasil yang didapatkan sesuai grafik pada **Gambar 4.5a** dan **4.5b** yaitu sebagai berikut.

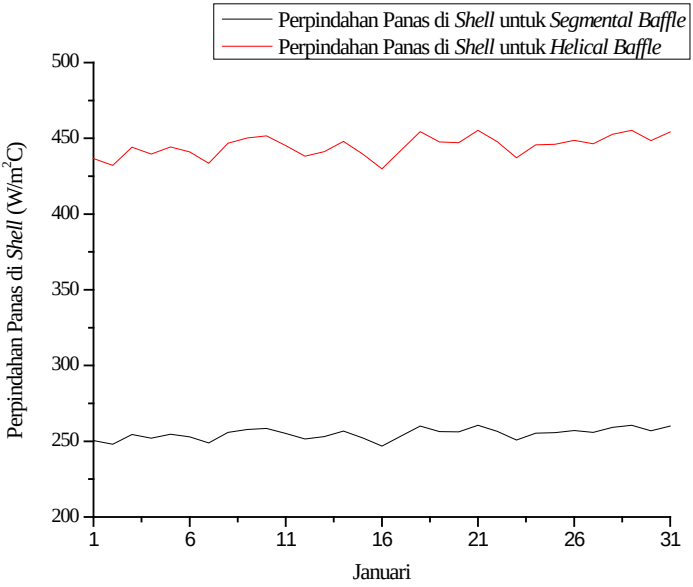


Gambar 4.5a. Grafik Perbedaan Nilai *Reynold Number Segmental* dan *Helical Baffle*



Gambar 4.5b. Grafik Perbedaan Nilai *Nusselt Number Segmental* dan *Helical Baffle*

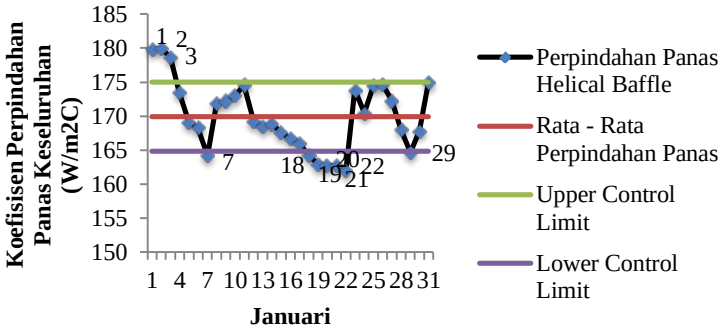
Berdasarkan hasil dari perbedaan *Reynold* dan *Nusselt* tersebut menjelaskan bahwa *helical baffle* mempunyai nilai yang lebih besar untuk kedua parameter tersebut. Hal ini menunjukkan bahwa terdapat kecenderungan aliran fluida dalam *shell* adalah turbulen dalam *helical baffle* yang menyebabkan nilai *nusselt* menjadi besar.



Gambar 4.6. Grafik Perbedaan Nilai Koefisien Perpindahan Panas di *Shell* untuk *Segmental* dan *Helical Baffle*

Parameter bilangan *reynold* besar menghasilkan nilai perpindahan panas yang besar pada sisi *shell* seperti grafik perpindahan panas di *shell* pada **Gambad 4.6**. Nilai koefisien perpindahan panas di *shell* untuk *segmental baffle* berkisar antara 254.9561 W/m^{2}C dan bernilai antara 444.8853 W/m^{2}C untuk *helical baffle*.

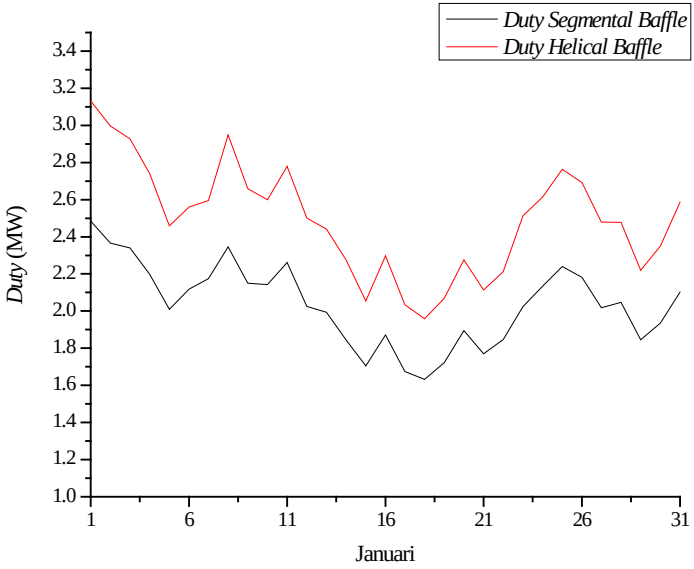
Sehingga nilai koefisien perpindahan panas dalam *shell* ini mempengaruhi besarnya nilai perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Berikut **Gambar 4.7** tentang grafik perpindahan panas pada *heat exchanger* tipe *helical baffle*.



Gambar 4.7. Grafik Nilai Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan *Helical Baffle*

Jika dibandingkan dengan grafik koefisien perpindahan panas keseluruhan pada tipe *segmental baffle* (**Gambar 4.4**), nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan tipe *helical baffle* menunjukkan nilai yang besar dengan rata – rata sebesar 169.9301 W/m^{2}C. Hal ini mengindikasikan bahwa perpindahan panas yang terjadi di dalam *helical baffle* menyebar rata karena konstruksi dari *baffle*. Namun, terjadi perpindahan panas yang melebihi dan kurang dari batas atas dan batas bawah. Kondisi melebihi batas atas tersebut terjadi pada tanggal 01, 02, 03 Januari 2015 dan kondisi melebihi batas bawah pada tanggal 18, 19, 20, 21, 22 dan 29 Januari 2015. Deviasi dari data perpindahan panas *helical baffle* adalah 5.068318344 dan nilai *Upper Control Limit* (UCL) sebesar 174.9984644 W/m^{2}C dan *Lower Control Limit* (LCL) sebesar 164.8618278 W/m^{2}C.

Nilai perpindahan panas ini akan mempengaruhi *duty* (usaha) yang terjadi di dalam *shell*. Pada **Gambar 4.8** menunjukkan hasil perbedaan *duty* pada kedua *heat exchanger*. Rata – rata *duty* untuk *Segmental Baffle* sebesar 2.0353 MW lebih kecil jika dibandingkan dengan *helical baffle* yaitu sebesar 2.4944 MW. Semakin besar nilai *duty*, maka akan mengurangi konsumsi *steam* yang dibutuhkan untuk melakukan pemanasan dalam *heat exchanger*.

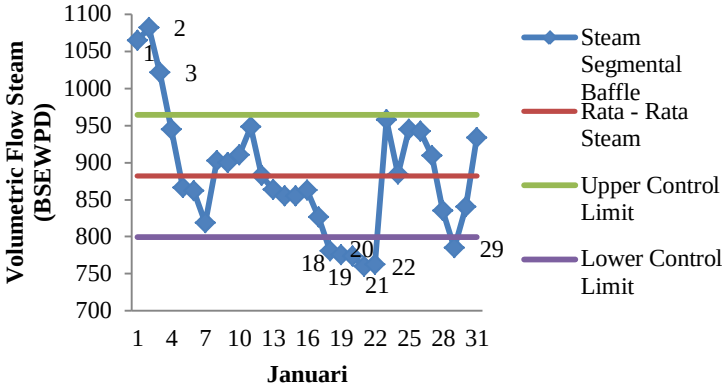


Gambar 4.8. Grafik Perbedaan Nilai *Duty* untuk *Segmental* dan *Helical Baffle*

Berdasarkan analisis perpindahan panas dan *duty* diatas, mempengaruhi hasil perbedaan konsumsi *steam* untuk *helical baffle* akan lebih kecil dibandingkan dengan *steam* yang dikonsumsi desain *heat exchanger* awal. Hal ini menunjukkan bahwa dengan menggunakan *helical baffle* dengan desain yang sesuai dengan pembahasan diatas dapat menghemat biaya operasional. **Gambar 4.9** dan **4.10** menunjukkan grafik perbedaan besarnya konsumsi *steam* antara *segmental baffle* dan *helical baffle*. Pada grafik tersebut dapat diketahui bahwa besarnya *steam* yang dibutuhkan *helical baffle heat exchanger* untuk memanaskan *production fluid* lebih kecil dibandingkan dengan *segmental baffle* dengan nilai rata – rata konsumsi *steam* tipe *segmental baffle* sebesar 882.0539 BSEWPD.

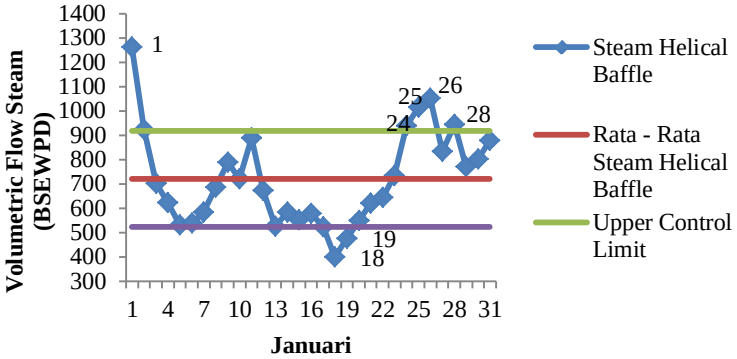
Deviasi dari grafik penggunaan *steam* pada *heat exchanger* tipe *segmental baffle* tersebut adalah 82.59273373 dengan *Upper Control Limit* sebesar 964.6467264 W/m^{2}C dan *Lower Control Limit* sebesar 799.4612589 W/m^{2}C. Sedangkan deviasi untuk

grafik penggunaan steam pada *heat exchanger* tipe *helical baffle* adalah 196.8503479 dengan *Upper Control Limit* 917.5733547 W/m^{2}C dan *Lower Control Limit* sebesar 523.8726589 W/m^{2}C Konsumsi *steam* untuk *helical baffle* yang lebih kecil ini mengindikasikan bahwa penggunaan *helical baffle* lebih hemat.



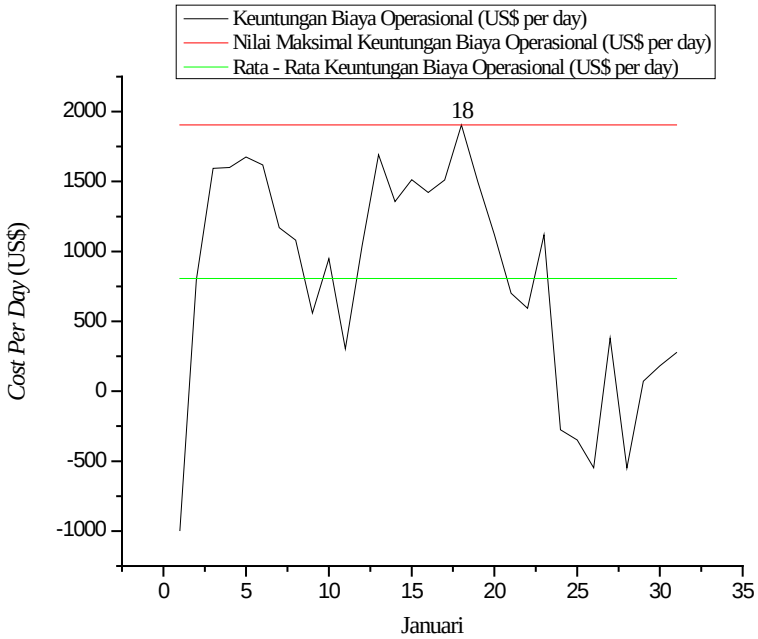
Gambar 4.9. Grafik Penggunaan *Steam* Pada *Heat Exchanger* Tipe *Segmental Baffle*

Faktor yang mempengaruhi hal tersebut adalah karena konstruksi dari *heat exchanger* yang menyebabkan aliran fluida membentuk olakan dan peperpindahan panas yang terjadi di dalamnya berlangsung maksimal.



Gambar 4.10. Grafik Penggunaan *Steam* Pada *Heat Exchanger* Tipe *Helical Baffle*

Selisih dari konsumsi *steam* tersebut merupakan faktor penghematan biaya operasional dari *heat exchanger*. **Gambar 4.11** menunjukkan grafik penghematan dari konsumsi *steam* dengan harga *steam* sebesar $5 per hari dan dalam jangka waktu satu bulan.



Gambar 4.11 Grafik Penghematan Konsumsi Biaya *Steam*

Berdasarkan grafik pada **Gambar 4.11** diatas, penghematan biaya untuk konsumsi *steam* dapat ditentukan dengan **Persamaan 3.33** dan **3.34**. Hasil perbandingan antara *heat exchanger* tipe *segmental baffle* dan *helical baffle* dalam parameter – parameter diatas dapat dilihat pada **Lampiran VIII**. Perhitungan nilai perbandingan maksimal dapat mencapai US$ 1905.874 pada tanggal 18 Januari 2015 sesuai dengan perhitungan selisih konsumsi *steam* dikalikan dengan harga *steam* per barrel per hari sebesar US$ 5 mendapatkan total penghematan sebesar US$ 1905.874.

Tetapi, *cost* pada *heat exchanger* tipe *helical baffle* mengalami kerugian dibandingkan dengan tipe *segmental baffle* pada tanggal 01, 24, 25, 26 dan 28 Januari 2015. Hasil penghematan ini juga harus ditinjau dari segi harga untuk unit *heat exchanger* tersebut. Harga *heat exchanger* akan mempengaruhi besarnya pengembalian biaya modal beserta biaya untuk memasang dan melakukan *maintenance* pada *heat exchanger*.

Halaman ini memang dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari penelitian yang dapat diambil dari penelitian tugas akhir ini meliputi beberapa hal. Kesimpulan memberikan jawaban dari rumusan masalah penelitian tugas akhir. Adapun kesimpulan tersebut yaitu sebagai berikut.

a. Hasil perhitungan menggunakan metode optimasi *Genetic Algorithm* untuk parameter yang sesuai dalam mencapai keadaan perpindahan panas maksimum adalah dengan diameter luar *tube* sebesar 0.019063 meter dan sudut baffle 35.014^0
b. Koefisien perpindahan panas keseluruhan yang didapatkan sebesar 164.5658 W/m^2C dengan luasan area sebesar 454.1232 m^2.
c. *Pressure Drop* yang didapatkan adalah sebesar 12.0670 kPa. Apabila digunakan 10 HEX dalam 1 *header*, nilai *pressure drop* dapat masih dalam batasan jika dibandingkan kondisi *heat exchanger* sekarang yang sebesar ±111.6670 kPa
d. Biaya yang dikeluarkan untuk operasional penggunaan *steam heat exchanger* tipe *helical baffle* lebih hemat sampai $ 1905.874 per hari, jika dibandingkan dengan tipe *segmental baffle*.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut.

a. *Heat Exchanger* yang telah didesain ulang dapat digunakan sebagai bahan rekomendasi riset atau aplikasi kedepannya
b. Kelengkapan data properties fluida dan karakteristik dari fluida lebih dipertimbangkan lagi dalam mendesain *heat exchanger*, khususnya *heat exchanger* tipe *helical baffle*
c. Riset tentang *heat exchanger* yang dilakukan lebih baik jika membandingkan dengan desain *heat exchanger* tipe yang lain.

Halaman ini memang dikosongkan

Daftar Pustaka

[1] Kementrian, ESDM, "Kajian Supplay Demand Energy," Pusat Data dan Informasi Kementrian Energi dan Sumber Daya Mineral, Jakarta, 2012.

[2] P. Fithri, "Optimasi Preventive Maintenance Dan Penjadwalan Penggantian Komponen Mesin Kompressor Dengan Menggunakan Mixed Integer Non Linier Programming Dari Kamran," *Thesis,* 2010.

[3] G. Neau and D. Hopkins, "The Essential Role of Simulation in Optimizing Probes and Inspection Strategies," *Simulation in NDT,* 2010.

[4] M. Bidabadi, A. Sadaghiani and A. V. Azad, "Spiral Heat Exchanger Optimization Using Genetic," *Mechanical Engineering,* vol. V, no. 20, pp. 1445-1454, 2013.

[5] E. Budiyono, "Re-Design Of Crude Oil Shipping Pump Based On Availability And Life Time Cycle Cost (Case Study At Central Gathering Station Area 5 PT Chevron Pacific Indonesia Duri)," *Thesis Pubhlised,* vol. 01, no. Central Gathering Station PT Chevron Pacific Indonesia, p. 01, 2013.

[6] T. Kuppan, Heat Exchanger Design Book, New York: Marcel Dekker Inc, 2000.

[7] Y. Lei, Y. He, P. Chu and R. Li, "Design And Optimization of Heat Exchanger With Helical Baffles," *Chemical Engineering Science,* vol. 63, p. 4386, 04 June 2008.

[8] J. Lutcha and J. Nemcansky, "Performance Improvement Of Tubular Heat Exchanger By Helical Baffles," *Trans IChem,* no. Research Instirut of Chemical Engineering, pp. 263-270, 1990.

[9] P. Gowthaman and S. Sathish, "Analysis of Segmental and Helical Baffles in Shell and Tube Heat Exchanger," *International Journal of Current Engineering and*

Technology, no. 2, pp. 625-628, 2014.

[10] M. Ravagnani, S. A. P and A. Constantino, "Hybrid Genetic Algorithm To The Synthesis Of Optimal Heat Exchanger Networks," *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, vol. 4, no. Technology, pp. 35-40, 2005.

[11] S. S. Rao, 4th Engineering Optimization: Theory and Practice, Canada: John Wiley and Sons Inc., 2009.

[12] M. J. Moran and H. N. Shapiro, 5th Fundamentals of Engineering Thermodynamics, West Sussex: John Willey & Sons Ltd, 2006.

[13] F. P.Incropera, D. P.Dewitt, T. L.Bergman and A. S.Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer 8th edition, USA: John Willey & Sons, 2007.

[14] S. Shinde and M. H. Pancha, "Comparative Thermal Performance Analysis Of Segmental Baffle Heat Exchanger with Continuous Helical Baffle Heat Exchanger Using Kern Method," *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, vol. 2, no. 4, pp. 2264-2271, 2012.

[15] ASME, "ASME B31.3 - Code for Pressure Piping". New York 2002.

[16] ASTM, "ASTM A515/A516-10, Standar Specification for Pressure Vessel Plates, Carbon Steel, for Moderate and Lower Temperature Service".

[17] F. M.White, Fluid Mechanics, New York: McGraw-Hill.

[18] B.Peng, Q.Wang, C.Zhang, N.Xie, L.Luo, Q.Chen and M.Zeng, "An Experimental Study of Shell and Tube Heat Exchangers With Continuous Helical Baffles," *Journal of Heat Exchanger*, vol. 129, pp. 1425 - 1431, 2007.

[19] Z. H. Ayub, "A New Chart Method for Evaluating Single Phase Shell side Heat Transfer Coefficient In A Single Segmental Shell and Tube Heat Exchanger," *Applied*

Thermal Engineering 25, pp. 2412 - 2420, 2005.

[20] R. K. Sinnott, Coulson & Richardson's Chemical Engineering 3rd Edition, Oxford: Butterworth Heinemann, 1999.

[21] K. D.Timmerhauss and M. S.Petershaus, 4th Edition Plant Design and Economic for Chemical Engineers, Mc-Graw Hill International Edition, 1991.

[22] J. C.Crittenden, R. Trussell, D. W.Hand, K. J.Howe, G. Tchobanoglous and J. H.Borchardt, MWH Water Treatment Principles and Design 3rd edition, Hooboken, New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc, 2012.

[23] S. Menon, Liquid Pipeline Hydraulics, New York: Marcel Dekker Inc, 2004.

[24] T. R.Biyanto and M.Ramasamy, "Fouling Model for Optimization of Cleaning Schedule of Industrial Heat Exchanger Networks," *ICEPEAM 2012*, 2012.

[25] M. Toledo-Velázquez, P. Quinto-Diez, J. C. Alzelmetti-Zaragoza, S. R.Galvan, J. Abugaber-Francis and A. Reyes-León, "Delaware Method Improvement for the Shell and Tubes Heat Exchanger Design," *Scientific Research Publishing Inc*, pp. 193-201, 2014.

Halaman ini memang dikosongkan

DAFTAR LAMPIRAN

Halaman ini memang dikosongkan

LAMPIRAN 1

Tabel 1. Ukuran BWG *Tube* dan Pelat

Gage No	Birmingham Wire Gage BWG Size, Inch	U.S Std. Gage for Plates and Sheets USSG Size, Inch
0000	0.454	0.4063
000	0.425	0.3750
00	0.380	0.3438
0	0.340	0.3125
1	0.300	0.2813
2	0.284	0.2656
3	0.259	0.2500
4	0.238	0.2344
5	0.220	0.2188
6	0.203	0.2031
7	0.180	0.1875
8	0.165	0.1719
9	0.148	0.1563
10	0.134	0.1406
11	0.120	0.1250
12	0.109	0.1094
13	0.095	0.0938
14	0.083	0.0781

Tabel 1. Ukuran BWG *Tube* dan Pelat (Lanjutan)

Gage No	Birmingham Wire Gage BWG Size, Inch	U.S Std. Gage for Plates and Sheets USSG Size, Inch
15	0.072	0.0703
16	0.065	0.0625
17	0.058	0.0563
18	0.049	0.0500
19	0.042	0.0438
20	0.035	0.0375
21	0.032	0.0344
22	0.028	0.0313
23	0.025	0.0281
24	0.022	0.0250

LAMPIRAN II

Tabel 2. Data *Tube Heat Exchanger* Diameter ½ - 1 inch

***Tube* OD, in**	**BWG**	**Ketebalan dinding, inch**	**ID, inch**	**Flow area per *tube*, inch^2**	**Surface per lin ft, ft^2**		**Weight per lin ft, lb steel**
					Outside	**Inside**	
	12	0.109	0.282	0.0625		0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
1/2	16	0.065	0.370	0.1076	0.1309	0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.1270		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.1450		0.1125	0.190
	10	0.134	0.482	0.182		0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
3/4	14	0.083	0.584	0.268	0.1963	0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401

Tabel 2. Data *Tube Heat Exchanger* Diameter ½ - 1 inch (Lanjutan)

***Tube* OD, in**	**BWG**	**Ketebalan dinding, inch**	**ID, inch**	**Flow area per *tube*, inch^2**	**Surface per lin ft, ft^2**		**Weight per lin ft, lb steel**
					Outside	**Inside**	
	8	0.0938	0.670	0.335		0.1754	1.61
	9	0.0781	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
1	13	0.095	0.810	0.515	0.2618	0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.693		0.2361	0.545

LAMPIRAN III

A. Langkah – Langkah Optimasi Menggunakan *Genetic Algorithm*

Pertama yang harus dilakukan adalah melakukan insialisasi populasi dengan menentukan jumlah individu dan jumlah variabel yaitu sebagai berikut:

```
% Jumlah individu dalam populasi
NIndividu = 100;
% Jumlah variabel dalam fungsi objektif
NVariant = 2;
```

Tahapan kedua adalah melakukan seleksi pada populasi tersebut untuk mendapatkan *parent* (induk) yang nantinya akan bereproduksi menghasilkan individu – individu baru. Proses seleksi yang dilakukan untuk mencari individu – individu baru menggunakan nilai random. Langkah yang harus ditempuh untuk melakukan seleksi tersebut adalah memasukkan *function* pada *source code* Matlab seperti berikut ini:

```
function Index = selection_(Fitness)
   SumFitnessValue = sum (Fitness);
   CumFitnessValue = 0;
   RandomValue = rand ();
   NumberFitness = max (size (Fitness));
   I = 2;
   while (I <= NumberFitness  )
      CumFitnessValue = CumFitnessValue + Fitness (I);
      Fraction = CumFitnessValue/SumFitnessValue;
      if ( Fraction > RandomValue )
            Index = I;
            break;
      else
            Index = NumberFitness;
      end
      I = I + 1;
   end
```

```
end
function Child = cross_over_ (Parent1, Parent2)
   RandomValue = rand ();
   Child (1) = RandomValue*Parent1 + (1-
RandomValue)*Parent2;
   Child(2) = RandomValue*Parent2 + (1-
RandomValue)*Parent1;
end
```

Tahap ketiga adalah melakukan proses iterasi dengan memberikan maksimal iterasi sebesar 300 kali. Nilai iterasi ini digunakan untuk melakukan proses pencarian nilai terbaik (*best fit*) dari individu – individu baru hasil seleksi. Cara untuk melakukan iterasi adalah dengan memasukkan *function* untuk iterasi pada jendela *source code* dengan maksimal iterasi sebesar 300 kali.

Proses pencarian (iterasi) dari individu – individu tersebut harus memasukkan nilai batas. Nilai batas (*boundary*) ini adalah nilai pembatas dari besarnya sudut heliks dan diameter *tube*. Format dari penulisan *function boundary* ini adalah sebagai berikut:

```
% Batas interval variabel 1 dan 2 [batas bawah, batas
atas]
%     Batas interval variabel 1 dan 2 [diameter luar
(min, maks); sudut heliks (min, maks)
Bound = [0.01905, 0.0254; 35, 55];
```

B. Kodingan Program Matlab Optimasi *Heat Exchanger*

```
-----------------------------------------
% Mengatur Parameter Algoritma Genetika
-----------------------------------------
... Jumlah individu dalam populasi
NIndividu = 100;

... Jumlah variabel dalam fungsi objektif
NVariant = 2;
```

```
... Maksimal Iterasi
NIteration = 300;

... Nilai Batas ,
... format Batas:
...  { [Batas_Variabel_1;Batas_Variabel_2; ....
; Batas_Variabel_n] }
... Batas interval variabel 1 dan 2 [batas
bawah,batas atas]
Bound = [0.01905,0.0254;35,55];

[Solution,Fitness] =
geneticAlgorithm(NIndividu,NVariant,NIteration,B
ound,@max,@objectFunctionGA);

-----------------------------------------
%  Mendefinisikan  parameter  dari  permasalahan
yang akan diselesaikan
-----------------------------------------
function Fitness=objectFunctionGA(MatVariables)
    NVariant  = min(size(MatVariables));
    NIndividu = max(size(MatVariables));
    Fitness   = zeros(NIndividu,1);
    switch(NVariant)
case 2
            x = MatVariables(:,1);
            y = MatVariables(:,2);
            for i=1:NIndividu
                Fitness(i) =
perpindahan_panas3(x(i),y(i));
            End

-----------------------------------------
% Penurunan persamaan fungsi objektif dari Heat
Exchanger
-----------------------------------------
function U = perpindahan_panas3(do,sudut)
```

```
      % Heat Exchanger yang dioptimasi mempunyai
        baffle bentuk helical
      % Data - data yang dimasukkan berupa data
        properties dan data geometri
...Data Properties Heat Exchanger

    Thin   = 148.88;
% Temperatur tube input, celcius
    Thout  = 93.33;
% Temperatur tube output, celcius
    Tcin   = 54.72;
% Temperatur shell input, celcius
    Tcout  = 82.2;
% Temperatur shell output, celcius
    mt     = 5516.8746;
% Laju aliran massa steam, kg/h
    mt_t   = mt./3600;
% Laju aliran massa steam, kg/s
    ms     = 154031.25; ...81828.1;
% Laju aliran massa crude, kg/hr
    ms_t   = ms./3600;
% Laju aliran massa production fluid, kg/s
    kt     = 0.59;
% Thermal Conductivity tube, W/m.C
    ks     = 0.66;
% Thermal Conductivity shell, W/m.C
    Rho_s  = 929.16;
% Density Shell
    Rho_t  = 970.37;
% Density Tube
    cp_t   = 3840;
% Heat specific tube, j/kg.C
    cp_s   = 4190;
% Heat specific shell, j/kg.C
    miu_t  = 0.00013;
% viscosity dynamic tube, kg/m.s
    miu_s  = 0.003;
% viscosity shell, kg/m.s
    Q_t    = (mt_t.*cp_t.*(Thin - Thout));
% Energy
```

```
    Q_t_Mega= Q_t./10.^6;

S       = (Tcout-Tcin)./(Thin-Tcin);
R       = (Thin-Thout)./(Tcout-Tcin);
F       = (((((sqrt(R.^2 +1))./2./(R-1))...
         .*log((1-S)./(1-S.*R)))...
         ./log((2./S-1-R+(2./S).*sqrt((1-S)...
         .*(1-S.*R))+sqrt(R.^2+1))./(2./S-1-
         R+(2./S).*sqrt((1-S).*(1-S.*R))-
         sqrt(R.^2+1)))))-0.1; %factor correction

LMTD     = (((Thin-Tcin)-(Thout-Tcout))
       ./(log((Thin-Tcin)./(Thout-Tcout)))); %Log
       mean Temperature, celcius
MTD      = LMTD.*F; %Log mean Temperatur
       correction, celcius

...Data Geometri Heat Exchanger
    Lt     = 6.225;
% Panjang tube,sesuai dengan desain awal karena
pertimbangan luasan area lapangan m
    dct    = 1.5.*do;
    P      = 1825;
% Design Pressure, kPa
    S      = 95248;
% Tensile Strength, nilai stress dari material
(kPa)

% dari Tabel A-1 pada ASME B31.3-2002
    E      = 1;
% faktor kualitas

% dari Tabel A-1A atau A-1B pada ASME B31.3-2002
    Y      = 0.4;
% koefisien untuk D/6 (Tabel 2.3)

% dari tabel 304.1.1 ASME B31.3-2002
    tw_min= (P.*do)./(2.*((S.*E) + (P.*Y)));
% ketebalan tube minimum, meter
```

```
    c     = 1.75.*(10.^-3);
% Corrosion Allowence, 1.75 mm
    tw    = tw_min + c ;
    di    = do - (2.*tw);
% diameter input shell
    Ds    = 1.016;
% Diamaeter Shell, m
    Lpt   = 1.25*do;
% Pitch Tube, m
    B     = Ds.*tand(sudut);
% Baffle Spacing, m
    Np    = 2;
% Jumlah tube passes
    Lbb   = (12 + (0.005.*(Ds./1000)))./1000;
% Bundle to shell clearence, m
    Dotl  = Ds -(2.*Lbb);
    Dctl  = Dotl-do;
    Nt    =
(round(0.78.*(Dctl.^2)./(Lpt.^2)))./Np;       %
Jumlah Tube
    de    = (4.*((Lpt.^2)-
(pi.*((do.^2)/4))))./(pi.*do);  % diameter
ekuivalen untuk layout tube 90 derajat
    At    = (Nt.*pi.*di.^2)./4;
% Luas Aliran sebelah Tube, m2
    As    = 0.5.*(1 - (dct./Ds)).*B.*Ds.*(1 -
(do./Lpt)); % Luas Permukaan Shell, m2
    vt    = mt_t./(At.*Rho_t);
    vs    = ms_t./(As.*Rho_s);
    Gt    = mt_t./At;
% Kecepatan fluida dalam tube
    Gs    = ms_t./As;
% Kecepatan fluida dalam shell
    Aht   = pi.*do.*Lt.*Np.*Nt;
% Luas Permukaan HE

...Analisis Aliran Heat Exchanger
    Ret   = (di.*vt.*Rho_t)./(miu_t);
% Reynold Number tube
```

```
    Res   = (de.*vs.*Rho_s)./miu_s;
% Reynold Number Shell
    Prt   = (miu_t.*cp_t)./kt;
% Prandtl Number tube
    Prs   = (miu_s.*cp_s)./ks;
% Prandtl Number Shell
    Nus   = 0.0451.*(Res.^0.699).*(Prs.^0.33);
% Nusselt Number Shell
    Nut   = 0.023.*(Ret.^0.8).*(Prt.^0.4);
% Nusselt Number Tube

...Analisis Pressure Drop
    ft    = ((1.58.*log(Ret)) - 3.28).^-2 ;
% Koefisien gesekan sisi tube, dari tabel Faktor
gesekan

...dengan nilai Re tube sekitar 42000, maka
nilai ft = 0.00018 ft2/in2 = 0.02592 in2/in2
    fs    = exp(0.576-0.19.*log(Res));
% Faktor friksi aliran dalam shell
    dP    =
(0.5.*Rho_s.*(vs^2).*fs.*Lt)./(do.*1000);
% Pressure Drop from B.Peng Journal

...Analisis Performansi dari Heat Exchanger
    ht    = ((kt.*Nut)./di);
% Heat transfer coefficient tube side, T. Kuppan
    hs    =
((0.0451.*(Res.^0.699).*(Prs.^0.33).*ks)./do);
% Heat transfer coefficient shell side,B. Peng
equation
    Kcs   = 60;
    Rfs   = 0.0005;
% faktor pengotor dari hydrocarbon heavy Uf =
2000 W/m2C
    Rft   = 0.0004;
% faktor pengotor steam condensate, Uf = 2500
W/m2C
    U     = (((do./(di.*ht)) + ((do.*Rft)./di) +
...
```

```
            (do.*log(do./di))./(2.*Kcs) + Rfs +
(1./hs)).^-1);% Overall Heat Transfer didasarkan
pada luas tube

    Ud    = (Q_t./(Aht.*MTD));
% Perhitungan Koef. Perpindahan Panas Keselurhan
Untuk Perencanaan

end


-----------------------------------------
% Algoritma Genetika untuk memaksimalkan fungsi
dengan 2 variabel
% Fungsi (x,y) pada Persamaan Perpindahan Panas
HE dengan variabel diameter dalam tube dan sudut
baffle
-----------------------------------------
function [BestV,BestF] = geneticAlgorithm(...
                Number_Individu,...
                Number_Variant,...
                Number_Iteration,...
                Bound_Variant,...
                desire_function,...
                objective_function)

% Membangkitkan (inisialisasi) populasi
           Population = create_population_( ...

[Number_Individu,Number_Variant],...
                            Bound_Variant);
           PopulationS = Population;

           BestF_plot = NaN(1,Number_Iteration);
           Iteration_plot =
NaN(1,Number_Iteration);

           for Iteration = 1:Number_Iteration
```

```
                Population =
filterBound(Population,Bound_Variant);
                Fitness =
objective_function(Population);
                [FitnessBest,FitnessBestPos] =
desire_function(Fitness);
                FitnessMin = min(Fitness);
                if( mod(Number_Individu,2) == 0 )
                    StartIter = 6;
                    PopulationS(1,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                    PopulationS(2,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                    PopulationS(3,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                    PopulationS(4,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                    PopulationS(5,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                else
                    StartIter = 5;
                    PopulationS(1,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                    PopulationS(2,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                    PopulationS(3,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                    PopulationS(4,:) =
Population(FitnessBestPos,:);
                end



% Menghitung nilai fitnessnya
  FitnessNormal = Fitness - FitnessMin;
     for IterInd = StartIter:2:Number_Individu
     for IterVar = 1:Number_Variant
         Parent1 = selection_(FitnessNormal);
         Parent2 = selection_(FitnessNormal);
```

```
   if( rand() < 0.8 )
      Child = cross_over_( PopulationS
(Parent1,IterVar),PopulationS
(Parent2,IterVar));

PopulationS(IterInd,IterVar) = Child(1);
PopulationS(IterInd+1,IterVar) = Child(2);
               else

PopulationS(IterInd,IterVar) =
PopulationS(Parent1,IterVar);

PopulationS(IterInd+1,IterVar) =
PopulationS(Parent2,IterVar);
               end
           end
        end
        Half = round( Number_Individu/2 );
        for IterInd = 1:Half
           for IterVar = 1:Number_Variant;
               RandomValue = 4+ceil(rand()
            *Number_Individu );

PopulationS(RandomValue,IterVar) =
Bound_Variant (IterVar,1) + (Bound_Variant
(IterVar,2)-Bound_Variant (IterVar,1))
*rand();
      end
        end
        Population = PopulationS;
 BestF_plot(Iteration)     = FitnessBest;
 Iteration_plot(Iteration) = Iteration;
        plot(Iteration_plot,...
            BestF_plot,...
            'LineWidth',3);
        title(['Genetic Algorithm
Optimization''( Overall Heat Transfer Maximum :
' num2str(FitnessBest) ')']);
        xlabel('Number of Iteration');
```

```
                ylabel('Overall Heat Transfer
(W/m2.C)');
          drawnow;
            end
            BestF = FitnessBest;
            BestV = Population(FitnessBestPos,:);
            ...[~] =
perpindahan_panas3(BestV(1),BestV(2));
end

function Population = create_population_(...
             Size_Population,...
             Bound)
             NIndividu = Size_Population(1);
             NVariant  = Size_Population(2);
             Population =
zeros(NIndividu,NVariant);
             for i=1:NIndividu
                 for ii=1:NVariant
                     Population(i,ii) =
             Bound(ii,1) +(Bound(ii,2)-
             Bound(ii,1))*rand();
                   end
             end
      end

function FilPop = filterBound(....
             Population,Bound)
         NIndividu = max(size(Population));
         NVariant  = min(size(Population));

         FilPop = zeros(NIndividu,NVariant);
         for i = 1:NIndividu
            for ii = 1:NVariant
               if(Population(i,ii)<Bound(ii,1))
                   FilPop(i,ii) = Bound(ii,1);
             Elseif (Population(i,ii) >
             Bound(ii,2) )
             FilPop(i,ii) = Bound(ii,2);
               else
```

```
            FilPop(i,ii) = Population(i,ii);
              end
           end
        end
end

% Proses Seleksi
function Index = selection_(Fitness)
    SumFitnessValue = sum(Fitness);
    CumFitnessValue = 0;
    RandomValue = rand();
    NumberFitness = max(size(Fitness));
    I = 2;
    while( I <= NumberFitness  )
          CumFitnessValue = CumFitnessValue +
             Fitness(I);
          Fraction = CumFitnessValue  /
             SumFitnessValue;
        if( Fraction > RandomValue )
               Index = I;
               break;
        else
               Index = NumberFitness;
        end
        I = I + 1;
    end
end

% Fungsi Elitism
function Child = cross_over_(Parent1,Parent2)
    RandomValue = rand();
    Child(1) = RandomValue*Parent1 + (1-
RandomValue)*Parent2;
    Child(2) = RandomValue*Parent2 + (1-
RandomValue)*Parent1;
end
```

LAMPIRAN IV

Hasil Desain *Heat Exchanger* Menggunakan HTRI

1. Hasil dari simulasi HTRI (*Output Summary*) pada *heat exchanger* dapat dilihat pada **Gambar 2a** dan **Gambar 2b** menunjukkan hasil *heat exchanger rating datasheet***.**

Output Summary Page 1

Released to the following HTRI Member Company:
ITS
Rengga

Xist E Ver. 6.00 7/5/2015 14:33 SN: Vals100+ **SI Units**

Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA AEU Shell With Single helix Baffles

See Data Check Messages Report for Warning Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name		PRODUCTION FLUID			STEAM
Flow rate	(kg/s)		42.7867		1.5325
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.000	0.000	1.000	1.000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	48.80	82.20	141.70	126.10
Inlet P/Avg	(kPa)	204.749	201.405	273.697	273.652
dP/Allow.	(kPa)	6.687	34.001	0.090	27.000
Fouling	(m2-K/W)		0.000000		0.000000

Exchanger Performance					
Shell h	(W/m2-K)	584.47	Actual U	(W/m2-K)	121.09
Tube h	(W/m2-K)	197.56	Required U	(W/m2-K)	98.00
Hot regime	(--)	Sens. Gas	Duty	(MegaWatts)	2.7940
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Area	(m2)	427.334
EMTD	(Deg C)	66.7	Overdesign	(%)	23.56

Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	AEU	Baffle type	(--)	Single helix
Shell ID	(mm)	1011.00	Helix angle	(deg)	35.00
Series	(--)	1	Baffle crossing fraction		0.26021
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	521.000
Orientation	(deg)	0.00	Helical baffle sets	(--)	10.5

Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	387.351
Tube OD	(mm)	19.063	Shell outlet	(mm)	387.351
Length	(m)	6.225	Inlet height	(mm)	10.188
Pitch ratio	(--)	1.3324	Outlet height	(mm)	10.188
Layout	(deg)	90	Tube inlet	(mm)	205.004
Tubecount	(--)	1106	Tube outlet	(mm)	205.004
Tube Pass	(--)	2			

Thermal Resistance, %		Velocities, m/s	
Shell	20.72	Shellside	0.45
Tube	78.72	Tubeside	1.724e-2
Fouling	0.00	Crossflow	0.45
Metal	0.57	Window	0.12

Gambar 2a. *Output Summary Design Case*

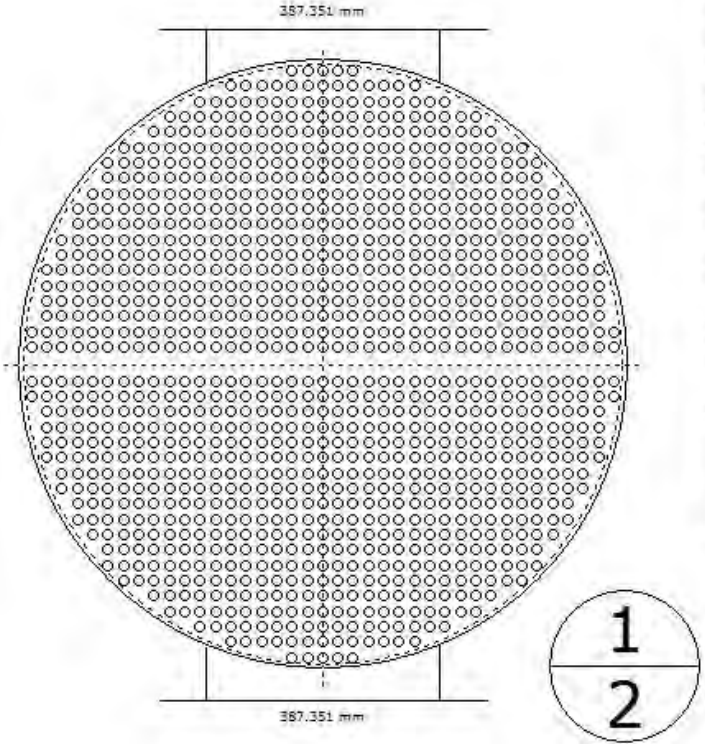
HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET

Page 37
SI Units

Service of Unit			Item No.		
Type AEU		Orientation Horizontal		Connected In 1 Parallel 1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff) 434.22 / 427.33 m2		Shell/Unit 1		Surf/Shell (Gross/Eff) 434.22 / 427.33 m2	
PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name		PRODUCTION FLUID		STEAM	
Fluid Quantity, Total	kg/s	42.7867		1.5325	
Vapor (In/Out)	wt%	0.0	0.0	100.0	100.0
Liquid	wt%	100.0	100.0	0.0	0.0
Temperature (In/Out)	C	48.80	82.20	141.70	126.10
Density	kg/m3	970.00	970.00	929.16	929.16
Viscosity	mN-s/m2	4.5000	4.5000	3.0000	3.0000
Specific Heat	kJ/kg-C	3.8401	3.8401	4.1901	4.1901
Thermal Conductivity	W/m-C	0.5901	0.5901	0.6602	0.6602
Critical Pressure	kPa				
Inlet Pressure	kPa	204.749		273.697	
Velocity	m/s		0.45		1.724e-2
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa	34.001	6.687	27.000	0.090
Average Film Coefficient	W/m2-K	584.47		197.56	
Fouling Resistance (min)	m2-K/W				
Heat Exchanged 2.7940 MegaWatts MTD (Corrected) 66.7 C				Overdesign 23.56 %	
Transfer Rate, Service 98.00 W/m2-K Calculated 121.09 W/m2-K				Clean 121.09 W/m2-K	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
		Shell Side	Tube Side		
Design Pressure	kPaG	1034.22	4035.58		
Design Temperature	C	260.00	260.00		
No Passes per Shell		1	2		
Flow Direction		Downward	Downward		
Connections In	mm	1 @ 387.351	1 @ 205.004		
Size & Out	mm	1 @ 387.351	1 @ 205.004		
Rating Liq. Out	mm	@	@		
Tube No. 1106 OD 19.063 mm		Thk(Avg) 2.110 mm		Length 6.225 m	Pitch 25.400 mm Layout 90
Tube Type Plain		Material CARBON STEEL		Pairs seal strips 0	
Shell ID 1011.00 mm		Kettle ID mm		Passlane Seal Rod No. 5	
Cross Baffle Type SINGLE HELIX		%Cut (Diam) 25.00		Impingement Plate None	
Spacing(c/c) 521.000 mm		Inlet 650.542 mm		No. of Crosspasses 44	
Rho-V2-Inlet Nozzle 135.91 kg/m-s2		Shell Entrance 1080.62		Shell Exit 1146.95 kg/m-s2	
		Bundle Entrance 172.68		Bundle Exit 574.18 kg/m-s2	
Weight/Shell 15601.9		Filled with Water 20999.2		Bundle 8910.21 kg	
Notes:			Thermal Resistance, %	Velocities, m/s	Flow Fractions
			Shell 20.72	Shellside 0.45	A
			Tube 78.72	Tubeside 1.724e-2	B
			Fouling 0.00	Crossflow 0.45	C
			Metal 0.57	Window 0.12	E
					F

Gambar 2b. Hasil *Heat Exchanger Rating Datasheet*

Kemudian dari *taskbar* di bagian bawah tampilan program, dipilih *Drawing* untuk melihat bagaimana hasil desain geometri dari *heat exchanger* berdasarkan data yang telah dimasukkan. *Drawing* dari Geometri terdiri dari beberapa macam yaitu sebagai berikut: (a) *Tube Layout* (b) *Exchanger Drawing* (c) *Setting Plan* (d) *3D Excahnger Drawing*. Berikut **Gambar 3a, 3b** dan **3c** yang merupakan hasil drawing geometri *heat exchanger*.



TEMA type	AEU
Shell diameter	1011.00 mm
Outer tube limit	995.925 mm
Height under inlet nozzle	10.188 mm
Height under outlet nozzle	10.188 mm
Tube type	Plain
Tube diameter	19.063 mm
Tube pitch	25.400 mm
Tube layout angle	90
Number of tubes (specified)	1106
Number of tubes (calculated)	1106
Number of tie rods	8
Number of seal strip pairs	0
Number of passlane seal rods	5
Number of passes	2
Perpendicular passlane width	38.100 mm
Baffle cut % diameter	25

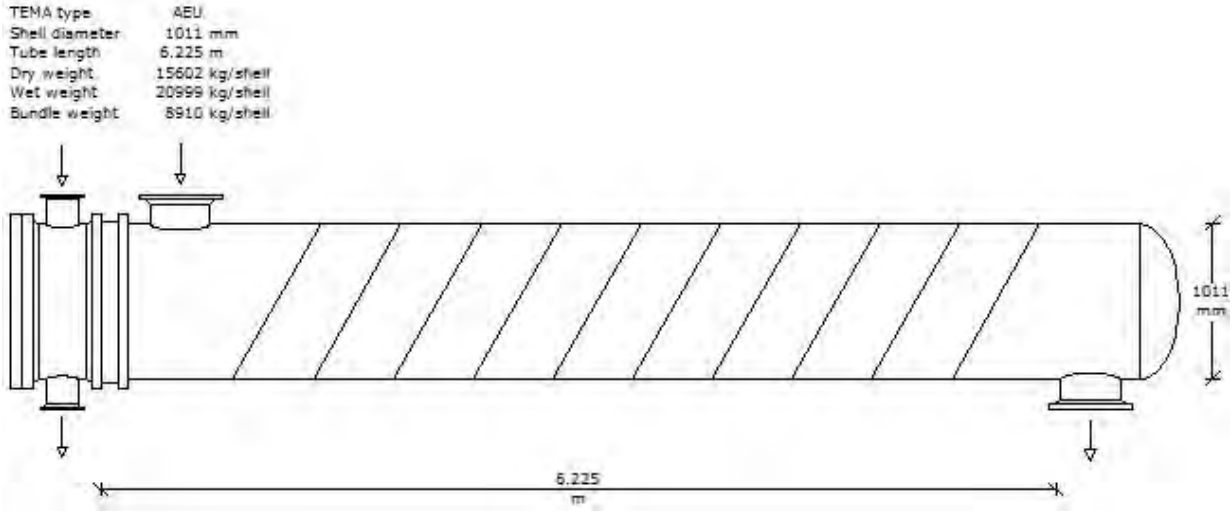
TUBEPASS DETAILS

Pass	Rows	Tubes	Plugged
1	19	557	0
2	19	557	0

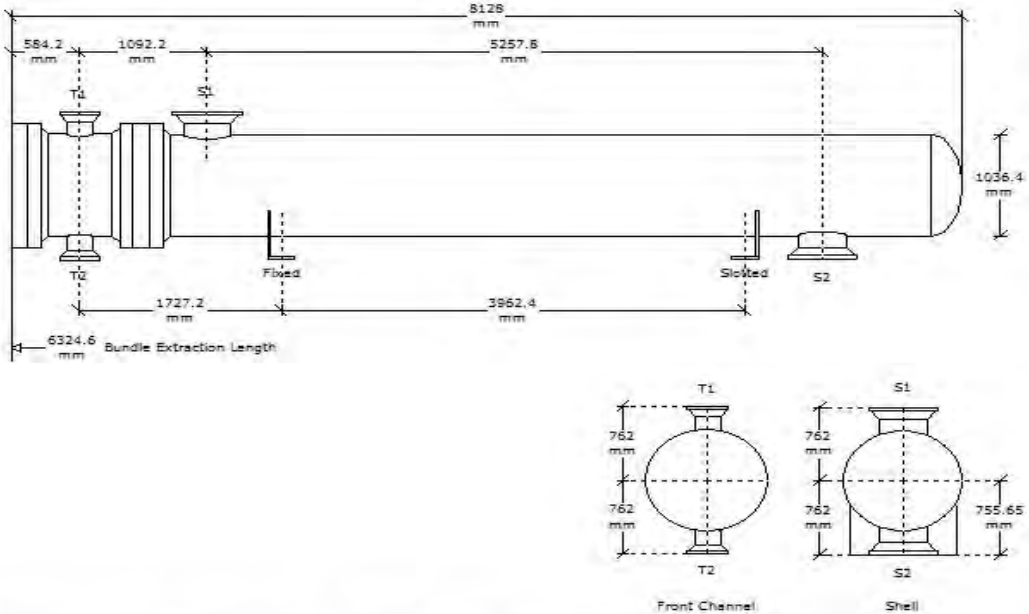
SYMBOL LEGEND

- Tube
- Plugged tube
- Tie rod
- Impingement rod
- Dummy tube
- Seal rod
- Seal strip/Skid bar

Gambar 3.a *Tube Layout*



Gambar 3.b *Exchanger Drawing*



	Nozzles	NPS, in	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	kg	Company	ITS		
S1	Inlet	16	0	Pres (kPaG)	1034.22	4035.58	Bundle	15604	Customer		Ref	
S2	Outlet	16	0	Temp (C)	260	260	Dry	22907	Item			
T1	Inlet	8	0	Passes	1	2	Wet	29438	Service			
T2	Outlet	8	0	Thick (mm)	12.7	2.11			TEMA	AEU		Setting Plan
									Date	7/5/2015	By	
									Diagram		Rev	

Gambar 3.c *Setting Plan*

“Halaman ini memang dikosongkan”

LAMPIRAN V

Perhitungan Tebal *Tube* dan Material Penyusun *Heat Exchanger*

Nilai tebal pipa minimum (t_m) ditentukan dengan persamaan 2.4 pada Bab 2 sebagai berikut:

$$t_m = t + c$$

Nilai t ditentukan sebelum menentukan t_m yang didasarkan pada data proses tekanannnya. Nilai t dapat ditentukan dengan persamaan berikut ini:

$$t = \frac{PD}{2\,(SE + PY)}$$

$$t = \frac{400\ x\ 0.75}{2\,((13800)(1) + (400)(0.4))}$$

$$t = \frac{300}{2\,(13960)} = 0.0107\ inch$$

Sehingga, nilai tebal minimum dapat ditentukan dengan persamaan (t_m) diatas dan nilai *coefficient allowance* yaitu sebesar 0.175 mm (0.007 inch).

$$t_m = t + c$$

$$t_m = 0.0107 + 0.007$$

$$t_m = 0.0182 \text{ inch}$$

Tabel 3. Data Material dari *Heat Exchanger*

No	Deskripsi		Material	Ukuran	Jumlah
	Sisi Tube	Sisi Shell			
1	U - Tubes		API 5L grade A25	Ø 0.75 x 0.198 inch MIN WALL	571
2	Tube sheet		ASTM-A516-70	Ø 1054 x 88 Finished machined size	1
3	Barrel		AS1548-7-460	-	1
4	Channel Cover		AS1548-5-480N	-	1
5	Channel & Nozzle Flange		ASTM-105N	-	2
6	Nozzle Necks		ASTM-106B	-	4
7	Gaskets		CAF	-	2
8	Bolting		A193-B7/A194-2H	-	-

Tabel 3. Data Material dari *Heat Exchanger* (Lanjutan)

No	Deskripsi		Material	Ukuran	Jumlah
	Sisi Tube	Sisi Shell			
9		Baffle	AS 1204 - 250	Ø 1011 x 12 PL Uk. Finished machined	10
10		Barrel	AS 1548-7-460	-	2
11		Head	AS 1548-7-430	-	1
12		Shell & Nozzle flange	ASTM-A105N	Ø 1011 x Full Cover Shell	2
13		Nozzle Necks	ASTM-A105N	-	2
14		Gasket	CAF	-	-
15		Saddles	AS1204-250	-	2
16		Bolting	A193-B7/A194-2H	-	-

“Halaman ini memang dikosongkan”

LAMPIRAN VI

Perhitungan Harga *Heat Exchanger*

Apabila harga alat pada beberapa tahun yang lalu diketahui, maka harga alat pada saat ini dapat ditaksir dengan menggunakan Marshall and Swift Equipment Cost Index. Besarnya harga alat dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Harga\ alat\ sekarang = \frac{Indeks\ harga\ tahun\ sekarang}{Indeks\ harga\ tahun\ X}\ x\ Harga\ tahun\ X \qquad (1)$$

Tabel 4. Marshall and Swift Equipment Cost Index

Tahun	*Annual Index*
2000	1089
2001	1093.9
2002	1104.2
2003	1123.6
2004	1178.5
2005	1244.5
2006	1302.3
2007	1373.3
2008	1449.3
2009	1468.6
2010	1461.3

Dengan menggunakan metode Least Square dari Peter & Timmerhaus 4th edition hal.760, dapat dilakukan penaksiran indeks harga rata-rata pada akhir tahun 2014.

$$y = a + b\,(x - x') \qquad (2)$$

Dimana, x = tahun

y = *cost index*

a = y' (harga rata – rata y)

Tabel 5. Penaksiran harga dengan metode *least square*

No	x	Y	x^2	y^2	xy
1	2000	1089	4,000,000	1,185,921	2,178,000
2	2001	1093.9	4,004,001	1,196,617	2,188,894
3	2002	1104.2	4,008,004	1,219,258	2,210,608
4	2003	1123.6	4,012,009	1,262,477	2,250,571
5	2004	1178.5	4,016,016	1,388,862	2,361,714
6	2005	1244.5	4,020,025	1,548,780	2,495,223
7	2006	1302.3	4,024,036	1,695,985	2,612,414
8	2007	1373.3	4,028,049	1,885,953	2,756,213
9	2008	1449.3	4,032,064	2,100,470	2,910,194
10	2009	1468.6	4,036,081	2,156,786	2,950,417
11	2010	1461.3	4,040,100	2,135,398	2,937,213
Total (Σ)	22055	13888.5	44,220,385	17,776,508	27,851,461

Diketahui:

1. Banyak data (n) adalah 11
2. Rata – rata *cost index*

$$a = y' = \frac{\Sigma y}{n} \quad (3)$$

3. Dan nilai b,

$$b = \frac{\sum[(x'-x)(y'-y)]}{\sum(x'-x)^2} \quad (4)$$

4. Rata – rata tahun,

$$x' = \frac{\sum x}{n} \quad (5)$$

Sehingga dari persamaan 3 dan 5 untuk mencari nilai *x'* dan *y'* adalah sebagai berikut:

$$x' = \frac{\sum x}{n} = \frac{22055}{11} = 2005$$

$$y' = \frac{\sum y}{n} = \frac{13888.5}{11} = 1262.5909$$

Kemudian dari persamaan 17.21 Peters & Timerhaus 4th edition hal.760,

$$\sum(x'-x)^2 = \sum x^2 - \frac{(\sum x)^2}{n} \quad (6)$$

$$= 44{,}220{,}385 - \frac{(22055)^2}{11}$$

$$= 110$$

$$\sum(y'-y)^2 = \sum y^2 - \frac{(\sum y)^2}{n} \quad (7)$$

$$= 17{,}776{,}508 - \frac{(13888.5)^2}{11}$$

$$= 241{,}014$$

Dari persamaan 17.20 Peters & Timerhaus 4th edition hal.760

$$\sum[(x'-x)(y'-y)] = \sum xy - \frac{(\sum x \sum y)}{n} \quad (8)$$

$$= 27{,}851{,}461 - \frac{(2205\ x\ 13888.5)}{11}$$

$= 5018.8$

Dari persamaan 4 diatas ditentukan nilai b, yaitu sebagai berikut:

$$b = \frac{\sum[(x'-x)(y'-y)]}{\sum(x'-x)^2} = \frac{5018.8}{110}$$

$= 45.63$

Berdasarkan persamaan 2, maka dapat ditentukan y untuk mencari persamaan nilai *cost index* pada tahun sebelumnya yaitu 2014 sebagai berikut:

$$y = a + b\ (x - x')$$

$$= 1262.5909 + 45.63\ (\mathrm{x} - 2005)$$

$$y = -90216 + 45.63x \qquad (9)$$

Dari persamaan 8 dapat didefinisikan nilai *cost index* untuk tahun 2014 dan 2015 dengan melakukan substitusi pada nilai x dengan 2014 d an 2015. Sehingga, nilai *cost index* untuk 2014 dan 2015 dapat didefinisikan sebagai berikut:

- ✓ *Cost index* tahun 2014

  $y = -90216 + 45.63x$

  $= -90216 + 45.63\ (2014)$

  $= 1673.2$

- ✓ *Cost index* tahun 2015

  $y = -90216 + 45.63x$

  $= -90216 + 45.63\ (2015)$

  $= 1718.8$

Persamaan untuk memperkirakan (estimasi) harga peralatan pada tahun 2015 sesuai dengan persamaan 1 di atas untuk heat exchanger adalah sebagai berikut:

Kurs US$ pada tahun 2015 adalah US $1 = Rp 13.000,00

Nama Alat : Heat Exchanger

Tipe Heat Exchanger : Shell and Tube, Fixed U, Large

Area : 4952 ft^2

Material : Carbon Steel

Internal Pressure : 150 psi rating

Cost 2014 US $: $105600 (dari www.matche.com)

Cost 2015 US $:

$$\frac{Indeks\ harga\ tahun\ 2015}{Indeks\ harga\ tahun\ 2014}\ x\ Harga\ tahun\ 2014$$

$$: \frac{1718.8}{1673.2}\ x\ \text{US \$}\ 102200$$

: US $ 108479.51

“Halaman ini memang dikosongkan”

LAMPIRAN VII

DATA PROSES *HEAT EXCHANGER* (HEX) CGS 5 PER HARI SELAMA BULAN JANUARI TAHUN 2015

Tabel 6. Data Proses *Flow Rate* Steam dan *Production Fluid*

Waktu	Flow Rate Tube [BSEWPD]	Flow Rate Tube [kg/hr]	Flow Rate Tube [kg/s]	Flow Rate Shell [BFPD]	Flow Rate Shell [kg/hr]	Flow Rate Shell [kg/s]
1/1/2015	10644.29	6652.68395	1.847967764	434786	156586.8991	4.349636087
1/2/2015	10814.88	6759.298484	1.877582912	428377	154278.7166	4.285519906
1/3/2015	10210.83	6381.766472	1.772712909	445465	160432.9096	4.45646971
1/4/2015	9441.14	5900.714766	1.639087435	438993	158102.0378	4.391723272
1/5/2015	8659.73	5412.330577	1.50342516	445860	160575.1676	4.460421324
1/6/2015	8615.55	5384.718424	1.495755118	440982	158818.3703	4.411621397
1/7/2015	8184.43	5115.270532	1.420908481	430394	155005.1332	4.305698145
1/8/2015	9022.23	5638.894647	1.566359624	449187	161773.3769	4.493704914
1/9/2015	8999.68	5624.799633	1.562444343	454375	163641.8199	4.545606107
1/10/2015	9102.22	5688.886995	1.580246388	456216	164304.8506	4.564023627

Tabel 6. Data Proses *Flow Rate* Steam dan *Production Fluid* (Lanjutan)

Waktu	Flow Rate Tube [BSEWPD]	Flow Rate Tube [kg/hr]	Flow Rate Tube [kg/s]	Flow Rate Shell [BFPD]	Flow Rate Shell [kg/hr]	Flow Rate Shell [kg/s]
1/11/2015	9481.96	5926.227875	1.64617441	447095	161019.9493	4.472776368
1/12/2015	8820.52	5512.82767	1.531341019	437166	157444.0491	4.373445809
1/13/2015	8633.87	5396.167304	1.498935362	441386	158963.8697	4.415663047
1/14/2015	8545.53	5340.954742	1.48359854	451143	162477.8246	4.513272904
1/15/2015	8545.56	5340.97311	1.483603642	439004	158105.9994	4.391833317
1/16/2015	8627.87	5392.41794	1.497893872	425120	153105.7176	4.252936601
1/17/2015	8265.70	5166.061853	1.435017181	442499	159364.7134	4.426797594
1/18/2015	7805.46	4878.412174	1.355114493	460339	165789.7369	4.60527047
1/19/2015	7751.70	4844.81439	1.345781775	450604	162283.7053	4.507880703
1/20/2015	7739.21	4837.006836	1.34361301	449818	162000.6297	4.500017492
1/21/2015	7599.97	4749.983679	1.319439911	461609	166247.1237	4.617975658
1/22/2015	7627.55	4767.219934	1.32422776	450782	162347.8115	4.50966143
1/23/2015	9574.55	5984.096648	1.662249069	435659	156901.3075	4.358369653
1/24/2015	8839.17	5524.480941	1.534578039	447738	161251.5238	4.479208995

Tabel 6. Data Proses *Flow Rate* Steam dan *Production Fluid* (Lanjutan)

Waktu	Flow Rate Tube [BSEWPD]	Flow Rate Tube [kg/hr]	Flow Rate Tube [kg/s]	Flow Rate Shell [BFPD]	Flow Rate Shell [kg/hr]	Flow Rate Shell [kg/s]
1/25/2015	9447.89	5904.934053	1.640259459	448338	161467.6121	4.485211446
1/26/2015	9419.60	5887.249883	1.63534719	452148	162839.7724	4.52332701
1/27/2015	9089.17	5680.732549	1.577981264	448844	161649.8465	4.490273513
1/28/2015	8353.03	5220.642649	1.450178514	457807	164877.8446	4.579940127
1/29/2015	7848.25	4905.156339	1.362543428	461533	166219.7525	4.617215347
1/30/2015	839.77	5247.98073	1.457772425	451669	162667.2619	4.518535053
1/31/2015	9328.41	5830.255302	1.619515362	460129	165714.106	4.603169612

Tabel 7. Data Proses Temperatur Steam dan *Production Fluid*

Waktu	Temperatur *Steam* Masuk		Temperatur *Steam* Keluar		Temperatur *Production Fluid* Masuk		Temperatur *Production Fluid* Keluar	
	Th_{in} [^{0}F]	Th_{in} [^{0}C]	Th_{out} [^{0}F]	Th_{out} [^{0}C]	Tc_{in} [^{0}F]	Tc_{in} [^{0}C]	Tc_{out} [^{0}F]	Tc_{out} [^{0}C]
1/1/2015	288.26	142.3654695	221.45	105.2475	128.84	53.80231	185.14	85.07616
1/2/2015	303.30	150.7212201	213.08	100.6022	131.46	55.25829	184.51	84.72659
1/3/2015	317.29	158.4964724	204.22	95.67748	130.11	54.50346	180.79	82.66333
1/4/2015	320.20	160.1093177	201.26	94.03075	133.35	56.30294	180.44	82.46521
1/5/2015	318.13	158.9596906	192.99	89.43803	133.90	56.61064	176.08	80.04517
1/6/2015	317.51	158.6158869	189.26	87.36689	127.84	53.24409	170.29	76.82878
1/7/2015	315.75	157.6375015	196.17	91.20805	131.58	55.32272	173.17	78.42647
1/8/2015	304.98	151.6546479	190.03	87.79507	122.02	50.0109	164.04	73.35503
1/9/2015	285.33	140.7393272	193.86	89.92356	124.96	51.64348	168.30	75.724
1/10/2015	297.38	147.4347634	201.05	93.91542	132.95	56.0827	177.05	80.58375
1/11/2015	296.08	146.7114025	209.74	98.74237	132.62	55.90138	181.62	83.12404
1/12/2015	301.33	149.6256449	200.47	93.5955	134.91	57.17091	179.10	81.72341

Tabel 7. Data Proses Temperatur Steam dan *Production Fluid* (Lanjutan)

Waktu	Temperatur *Steam* Masuk		Temperatur *Steam* Keluar		Temperatur *Production Fluid* Masuk		Temperatur *Production Fluid* Keluar	
	Th_{in} [^{0}F]	Th_{in} [^{0}C]	Th_{out} [^{0}F]	Th_{out} [^{0}C]	Tc_{in} [^{0}F]	Tc_{in} [^{0}C]	Tc_{out} [^{0}F]	Tc_{out} [^{0}C]
1/13/2015	319.31	159.6146282	193.96	89.97671	132.83	56.01757	177.59	80.88499
1/14/2015	299.41	148.5585631	195.93	91.0724	132.84	56.02168	179.90	82.16684
1/15/2015	299.07	148.3698439	197.38	91.87572	135.71	57.61428	183.83	84.34912
1/16/2015	304.52	151.401378	197.29	91.8283	131.03	55.01597	180.85	82.6962
1/17/2015	296.69	147.0505736	191.94	88.85381	131.04	55.02042	179.33	81.84957
1/18/2015	318.42	159.1228796	186.02	85.56857	131.70	55.38777	177.38	80.76398
1/19/2015	305.96	152.1994381	188.52	86.95746	131.29	55.16145	176.01	80.00296
1/20/2015	303.50	150.8307943	191.73	88.74137	128.90	53.83385	174.83	79.35208
1/21/2015	284.60	140.3340583	192.50	89.1649	130.87	54.92852	175.02	79.45812
1/22/2015	283.40	139.6654645	190.66	88.14645	126.85	52.6961	171.16	77.31102
1/23/2015	294.73	145.9617201	202.22	94.56833	130.30	54.60838	181.25	82.91917
1/24/2015	281.40	138.5546986	206.26	96.8106	127.28	52.93542	178.68	81.48988

Tabel 7. Data Proses Temperatur Steam dan *Production Fluid* (Lanjutan)

Waktu	Temperatur *Steam* Masuk		Temperatur *Steam* Keluar		Temperatur *Production Fluid* Masuk		Temperatur *Production Fluid* Keluar	
	Th_{in} [^{0}F]	Th_{in} [^{0}C]	Th_{out} [^{0}F]	Th_{out} [^{0}C]	Tc_{in} [^{0}F]	Tc_{in} [^{0}C]	Tc_{out} [^{0}F]	Tc_{out} [^{0}C]
1/25/2015	284.16	140.0861229	210.78	99.32242	128.68	53.71177	181.04	82.8016
1/26/2015	283.11	139.5047227	213.98	101.1	133.01	56.11562	184.80	84.89071
1/27/2015	280.88	138.2644867	200.48	93.60187	128.37	53.53906	176.78	80.43167
1/28/2015	278.40	136.8871302	207.64	97.57808	133.01	56.11794	180.22	82.34371
1/29/2015	276.26	135.7010327	198.42	92.45711	131.19	55.10301	176.99	80.54956
1/30/2015	278.57	136.9843549	199.57	93.09269	128.05	53.36058	177.06	80.58731
1/31/2015	281.84	138.799333	202.28	94.59971	127.03	52.79517	177.44	80.8021

Tabel 8. Data Proses *Pressure* Steam dan *Production Fluid*

Waktu	*Pressure Steam* Keluar (psig)	*Pressure Steam* Masuk (psig)	*Pressure Production Fluid* Keluar (psig)	*Pressure Production Fluid* Masuk (psig)
1/1/2015	23.02	46.30090114	18.19	23.78
1/2/2015	23.69	46.63016323	18.73	24.45
1/3/2015	23.26	44.57543329	18.25	24.00
1/4/2015	24.56	42.31130064	18.33	24.03
1/5/2015	26.35	39.44814408	18.42	24.06
1/6/2015	26.33	39.29859281	18.20	23.98
1/7/2015	26.49	38.72704216	18.39	24.07
1/8/2015	26.82	39.53050709	18.65	24.42
1/9/2015	26.79	39.14441546	18.57	24.37
1/10/2015	26.51	40.30327944	18.66	24.06
1/11/2015	26.06	41.54250558	18.24	23.62
1/12/2015	26.50	39.82671122	18.65	24.01
1/13/2015	26.10	42.19824425	18.19	23.62
1/14/2015	25.33	40.36997728	17.62	22.89

Tabel 8. Data Proses *Pressure* Steam dan *Production Fluid* (Lanjutan)

Waktu	*Pressure Steam* Keluar (psig)	*Pressure Steam* Masuk (psig)	*Pressure Production Fluid* Keluar (psig)	*Pressure Production Fluid* Masuk (psig)
1/15/2015	25.19	40.45465473	17.64	22.80
1/16/2015	24.93	40.52542758	17.35	22.62
1/17/2015	24.74	40.02923886	17.16	22.43
1/18/2015	24.82	40.88530461	17.21	22.52
1/19/2015	24.93	38.16694605	17.13	22.60
1/20/2015	25.08	38.14927189	17.30	22.76
1/21/2015	25.21	35.432796	17.40	22.87
1/22/2015	25.10	35.41480859	17.25	22.82
1/23/2015	24.90	42.58254492	17.22	22.62
1/24/2015	25.17	40.96429916	17.37	22.90
1/25/2015	25.62	43.44082581	17.68	23.31
1/26/2015	25.55	42.50652723	17.81	23.20
1/27/2015	25.96	40.40702808	17.94	23.65
1/28/2015	25.42	38.35643848	17.75	23.08

Tabel 8. Data Proses *Pressure* Steam dan *Production Fluid* (Lanjutan)

Waktu	*Pressure Steam* Keluar (psig)	*Pressure Steam* Masuk (psig)	*Pressure Production Fluid* Keluar (psig)	*Pressure Production Fluid* Masuk (psig)
1/29/2015	25.05	36.60675019	17.61	22.83
1/30/2015	25.19	38.4716986	17.57	22.99
1/31/2015	25.36	41.37669281	17.69	23.15

LAMPIRAN VIII

DATA HASIL PERBANDINGAN DARI PERHITUNGAN PERFORMANSI *HEAT EXCHANGER* (HEX) CGS 5 (*SEGMENTAL BAFFLE*) DAN DESAIN HEX BARU (*HELICAL BAFFLE*) PER HARI SELAMA BULAN JANUARI TAHUN 2015

Tabel 9. Performansi *Heat Exchanger* Tipe *Segmental Baffle*

Performansi HEX di CGS 5 (Tipe *Segmental Baffle*)						
Tanggal	**Bilangan Reynold di *Shell***	**Bilangan Nusselt di *Shell***	**Perpindahan Panas di Shell (W/m^2C)**	**Perpindahan Panas Keseluruhan *Heat Exchanger* (W/m^2C)**	***Duty* (MW)**	**Laju Aliran *Steam Segmental Baffle* (kg/s)**
1	486.025	9.084927	250.5323	152.9995	2.484713	1.847967764
2	478.8607	8.99111	248.1109	152.5301	2.366236	1.877582912
3	497.9626	9.240331	254.5398	153.2908	2.339219	1.772712909
4	490.7278	9.146284	252.1151	150.1262	2.19785	1.639087435
5	498.4041	9.246058	254.6874	148.4024	2.008993	1.50342516
6	492.9512	9.175231	252.8616	147.6233	2.117552	1.495755118
7	481.1155	9.020681	248.8743	144.6889	2.174798	1.420908481

Tabel 9. Performansi *Heat Exchanger* Tipe *Segmental Baffle* (Lanjutan)

Performansi HEX di CGS 5 (Tipe *Segmental Baffle*)						
Tanggal	**Bilangan Reynold di *Shell***	**Bilangan Nusselt di *Shell***	**Perpindahan Panas di Shell (W/m^2C)**	**Perpindahan Panas Keseluruhan *Heat Exchanger* (W/m^2C)**	***Duty* (MW)**	**Laju Aliran *Steam Segmental Baffle* (kg/s)**
8	502.1232	9.294231	255.9287	150.0907	2.345667	1.566359624
9	507.9226	9.369136	257.858	150.6747	2.149416	1.562444343
10	509.9805	9.395654	258.5408	151.2588	2.142288	1.580246388
11	499.7846	9.263952	255.1485	151.3259	2.261884	1.64617441
12	488.6855	9.11966	251.4284	147.8495	2.02451	1.531341019
13	493.4028	9.181106	253.0131	147.7404	1.99397	1.498935362
14	504.3097	9.322502	256.657	148.6529	1.844345	1.48359854
15	490.7401	9.146445	252.1192	147.1194	1.704366	1.483603642
16	475.2199	8.943271	246.8756	145.6056	1.871644	1.497893872
17	494.647	9.197283	253.4301	146.5274	1.674927	1.435017181
18	514.5894	9.454928	260.0665	146.8521	1.632966	1.355114493
19	503.7072	9.314715	256.4564	145.4695	1.722705	1.345781775

Tabel 9. Performansi *Heat Exchanger* Tipe *Segmental Baffle* (Lanjutan)

Performansi HEX di CGS 5 (Tipe *Segmental Baffle*)						
Tanggal	**Bilangan Reynold di *Shell***	**Bilangan Nusselt di *Shell***	**Perpindahan Panas di Shell (W/m^2C)**	**Perpindahan Panas Keseluruhan *Heat Exchanger* (W/m^2C)**	***Duty* (MW)**	**Laju Aliran *Steam Segmental Baffle* (kg/s)**
20	502.8285	9.303355	256.1638	145.3228	1.894889	1.34361301
21	516.0091	9.473153	260.5355	146.1161	1.769889	1.319439911
22	503.9062	9.317287	256.5227	144.9639	1.846416	1.32422776
23	487.0009	9.097674	250.8612	150.0922	2.023141	1.662249069
24	500.5034	9.273263	255.3885	149.2751	2.134101	1.534578039
25	501.1741	9.281948	255.6122	151.3808	2.239497	1.640259459
26	505.4331	9.337014	257.0308	151.7863	2.1812	1.63534719
27	501.7398	9.289269	255.8009	150.273	2.017483	1.577981264
28	511.759	9.418546	259.1301	148.7523	2.047138	1.450178514
29	515.9241	9.472063	260.5075	147.173	1.844972	1.362543428
30	504.8977	9.330098	256.8527	148.1645	1.935307	1.457772425
31	514.3547	9.451912	259.9889	152.5138	2.102538	1.619515362

Tabel 10. Performansi *Heat Exchanger* Tipe *Helical Baffle*

Performansi Desain HEX Tipe *Helical Baffle*						
Tanggal	**Bilangan Reynold di *Shell***	**Bilangan Nusselt di *Shell***	**Perpindahan Panas di Shell (W/m^2C)**	**Perpindahan Panas Keseluruhan *Heat Exchanger* (W/m^2C)**	***Duty* (MW)**	**Laju Aliran *Steam Segmental Baffle* (kg/s)**
1	786.9314	12.61152	436.6367	179.8185665	3.132306	2.193989344
2	775.3316	12.48129	432.1277	179.9413735	2.997379	1.601242497
3	806.2596	12.82725	444.1057	178.6751992	2.927883	1.219064534
4	794.5458	12.6967	439.5856	173.4162443	2.739589	1.083626178
5	806.9746	12.8352	444.3809	169.0756272	2.459217	0.921687072
6	798.1457	12.73688	440.9769	168.2798949	2.560731	0.934059845
7	778.9822	12.52234	433.5489	164.2003111	2.595408	1.014842
8	812.9962	12.90207	446.6962	171.8378588	2.949182	1.190795758
9	822.3861	13.00606	450.2962	172.2191841	2.659576	1.368679908
10	825.7182	13.04287	451.5708	173.0799833	2.599709	1.251170904
11	809.2098	12.86004	445.241	174.5423781	2.779	1.541054927
12	791.239	12.65974	438.306	169.2636607	2.50069	1.170292407

Tabel 10. Performansi *Heat Exchanger* Tipe *Helical Baffle* (Lanjutan)

Performansi Desain HEX Tipe *Helical Baffle*						
Tanggal	**Bilangan Reynold di *Shell***	**Bilangan Nusselt di *Shell***	**Perpindahan Panas di Shell (W/m^2C)**	**Perpindahan Panas Keseluruhan *Heat Exchanger* (W/m^2C)**	***Duty* (MW)**	**Laju Aliran *Steam Segmental Baffle* (kg/s)**
13	798.8769	12.74504	441.2592	168.4459061	2.441898	0.911331277
14	816.5364	12.94132	448.055	168.814724	2.27449	1.01224567
15	794.5657	12.69692	439.5933	167.5994313	2.053854	0.958482324
16	769.4366	12.41488	429.8285	166.7129948	2.297927	1.004511681
17	800.8914	12.76749	442.0367	165.9876139	2.034578	0.910425435
18	833.1805	13.12515	454.4195	164.2384676	1.958365	0.693352752
19	815.5609	12.93051	447.6807	162.9353876	2.069074	0.825881549
20	814.1382	12.91474	447.1347	162.7663597	2.275811	0.954524959
21	835.4791	13.15045	455.2955	162.732459	2.113702	1.075732414
22	815.883	12.93408	447.8043	161.9827497	2.212381	1.118307088
23	788.5115	12.62922	437.2494	173.8614932	2.513003	1.273369777
24	810.3736	12.87297	445.6885	170.4781852	2.613472	1.630390218

Tabel 10. Performansi *Heat Exchanger* Tipe *Helical Baffle* (Lanjutan)

Performansi Desain HEX Tipe *Helical Baffle*						
Tanggal	**Bilangan Reynold di *Shell***	**Bilangan Nusselt di *Shell***	**Perpindahan Panas di Shell (W/m^2C)**	**Perpindahan Panas Keseluruhan *Heat Exchanger* (W/m^2C)**	***Duty* (MW)**	**Laju Aliran *Steam Segmental Baffle* (kg/s)**
25	811.4596	12.88502	446.1059	174.4639065	2.763859	1.761466801
26	818.3554	12.96147	448.7524	174.6903357	2.691865	1.825311722
27	812.3754	12.89519	446.4577	172.2389257	2.479602	1.445794711
28	828.5978	13.07465	452.671	168.0971538	2.478014	1.641163899
29	835.3416	13.14894	455.2431	164.6776203	2.218831	1.337795599
30	817.4884	12.95187	448.42	167.8192672	2.350548	1.394620017
31	832.8004	13.12097	454.2746	174.9412662	2.586121	1.523698558

“Halaman ini memang dikosongkan”

BIODATA PENULIS

Nama Lengkap	: Rengga Ahmad Prasetia
Tempat, Tanggal lahir	: Jember, 29 November 1992
Agama	: Islam
Alamat sekarang	: Wisma Penjaringan Sari Blok R7 - Jalan Pandugo Baru, Surabaya
Alamat asal	: Ponjen Lor RT.001 RW.018 Kencong, Jember, Jawa Timur
Telepon/HP	: 089662050477
Alamat Email	: renggaahmad12@yahoo.co.id / renggaahmad12@gmail.com
Jurusan	: Teknik Fisika
Universitas	: Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya