

TUGAS AKHIR - TM184835

PERANCANGAN *KETTLE REBOILER* PADA SISTEM *ACID GAS ENRICHMENT UNIT BIO REFINERY* KILANG PLAJU

HANINDITO HARYOTOMO BAYU

NRP 02111840000105

Dosen Pembimbing

Bambang Arip Dwiyanoro, S.T.,MSc. PhD.

NIP 197804012002121001

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember



TUGAS AKHIR - TM184835

PERANCANGAN *KETTLE REBOILER* PADA SISTEM *ACID GAS ENRICHMENT UNIT BIO REFINERY* KILANG PLAJU

HANINDITO HARYOTOMO BAYU

NRP 02111840000105

Dosen Pembimbing

Bambang Arip Dwiyanoro, S.T.,MSc. PhD.

NIP 197804012002121001

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

HALAMAN PENGESAHAN

**PERANCANGAN KETTLE REBOILER PADA SISTEM ACID GAS ENRICHMENT
UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **HANINDITO HARYOTOMO BAYU**
NRP. 0211184000105

Disetujui oleh Tim Penguji Proposal Tugas Akhir :

1. Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., MSc.Eng., Ph.D. Pembimbing
2. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D. Penguji
3. Tri Vicca Kusumadewi, S.T., M.Sc. Penguji
4. Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T. M.Sc. Penguji



Handwritten signatures of the examiners and supervisor, corresponding to the list of names.

SURABAYA

July, 2022

APPROVAL SHEET

**DESIGN OF KETTLE REBOILER ON ACID GAS ENRICHMENT UNIT BIO
REFINERY SYSTEM PLAJU REFINERY**

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a bachelor of engineering degree at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **Hanindito Haryotomo Bayu**

NRP. 021184000105

Approved by Final Project Examiner Team:

Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. Ph.D

Advisor

Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D

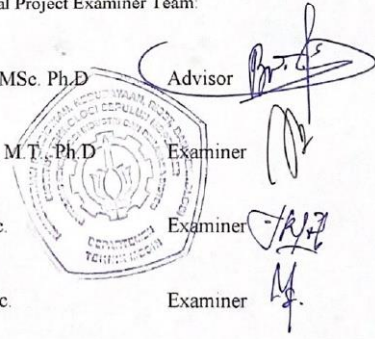
Examiner

Tri Vicca Kusumadewi S.T. M.Sc.

Examiner

Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T. M.Sc.

Examiner



SURABAYA

July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Hanindito Haryotomo Bayu / 02111840000105

Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS

Dosen Pembimbing / NIP : Bambang Arip Dwiyanoro, S.T.,MSc. PhD. /
197804012002121001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul

**“PERANCANGAN KETTLE REBOILER PADA SYSTEM ACID GAS
ENRICHMENT UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU”**

adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing

Mahasiswa,



(Bambang Arip Dwiyanoro, S.T.,MSc. PhD)
NIP. 197804012002121001



(Hanindito Haryotomo Bayu)
NRP. 02111840000105

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Hanindito Haryotomo Bayu / 02111840000105

Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS

Advisor / NIP : Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD /
197804012002121001

hereby declare that the Final Project with the title of

**“DESIGN OF KETTLE REBOILER ON ACID GAS ENRICHMENT UNIT BIO
REFINERY SYSTEM PLAJU REFINERY”**

the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, July 2022

Acknowledged

Advisor



(Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD)
NIP. 197804012002121001

Student,



(Hanindito Haryotomo Bayu)
NRP. 02111840000105

**PERANCANGAN *KETTLE REBOILER* PADA SISTEM *ACID GAS ENRICHMENT UNIT*
*BIO REFINERY KILANG PLAJU***

Nama Mahasiswa / NRP : Hanindito Haryotomo Bayu / 0211184000105
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., MSc.Eng., Ph.D.

Abstrak

Minyak bumi yang terus dieksplorasi lama-kelamaan akan habis. Untuk menanggulangnya dibutuhkan bahan bakar alternatif yang dapat diperbaharui salah satunya adalah *bio diesel*. Produksi *bio diesel* di dunia saat ini masih belum dapat memenuhi kebutuhannya, maka dibutuhkan peningkatan produksi *bio diesel* untuk menutup gap tersebut. Proses produksi *bio diesel* terdiri dari beberapa proses yang salah satunya adalah *acid gas enrichments*. *Acid gas enrichment* merupakan suatu sistem proses untuk memisahkan kandungan H_2S dan CO_2 pada *acid gas*, untuk menunjang proses *acid gas enrichment* dibutuhkan alat-alat proses tersebut, salah satunya adalah *kettle reboiler*. Dibutuhkan perancangan *kettle reboiler* yang mampu memenuhi kebutuhan peningkatan produksi *bio diesel*. Perancangan kali ini dilakukan dengan variasi *tube layout*, *Mass flowrate* dan material dengan tujuan mengetahui pengaruh variasi terhadap performa *kettle reboiler*

Perancangan kali ini akan menggunakan software HTRI untuk mendapatkan rancangan *Kettle Reboiler* yang paling optimal. Dilakukan tiga mode yang berbeda pada software HTRI. Mode *design* untuk mendapatkan beberapa opsi dimensi yang dibutuhkan oleh *Kettle Reboiler*. Mode *rating* untuk mendapatkan performa teoritis dari *kettle reboiler*. Mode *simulation* untuk mendapatkan performa actual dari *Kettle Reboiler*.

Pada penelitian yang telah didapatkan geometri dari *kettle reboiler* berdasarkan simulasi dari software HTRI Xchanger Suite yaitu TEMA type B-K-U, dengan dimensi *tube* $d_o = 0,01905 (m)$, $L = 0,6096 (m)$, $thickness = 0,001651 (m)$, $pitch\ ratio = 1,33$, $tube\ layout = 45^\circ$ dan $N_{tubes} = 1700$, dimensi *shell* yaitu $D_i = 1,230 (m)$, $D_o = 1,2554 (m)$ dan berat *shell bundle* $W_b = 8064,5 kg$. Pada kenaikan *mass flowrate* sisi *tube*, *heat transfer rate*, *overall heat transfer coefficient*, *tube pressure drop*, *shell pressure drop*, *temperatur hot outlet*, dan *temperatur cold outlet* akan meningkat. Pada Variasi *tube layout*, type 30 derajat dan 60 derajat memiliki *heat transfer rate*, *overall heat transfer coefficient*, dan *shell pressure drop* yang lebih tinggi dibandingkan 45 derajat dan 90 derajat. Material SA-217 TP 316L memiliki *heat transfer rate* dan *overall heat transfer coefficient* yang lebih baik dibandingkan A-789 S32750

Kata kunci: *Acid Gas Enrichment*, *Tube Layout*, *material*, *mass flowrate*, HTRI.

ABSTRACT
DESIGN OF KETTLE REBOILER ON ACID GAS ENRICHMENT UNIT BIO REFINERY
SYSTEM PLAJU REFINERY

Student Name / NRP : **Hanindito Haryotomo Bayu / 0211184000105**
Department : **Teknik Mesin FTIRS - ITS**
Advisor : **Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., MSc.Eng., Ph.D.**

Abstract

Oil that continues to be explored will eventually run out. To overcome this, alternative renewable fuels are needed, one of which is bio-diesel. Bio-diesel production in the world is currently still unable to meet its needs, so an increase in bio-diesel production is needed to close the gap. The bio-diesel production process consists of several processes, one of which is acid gas enrichments. Acid gas enrichment is a process system to separate the H₂S and CO₂ content in acid gas, to support the acid gas enrichment process, these process tools are needed, one of which is a kettle reboiler. It takes a boiler reboiler design that is able to meet the needs of increasing bio-diesel production. The design this time was carried out with variations in tube layout, mass flowrate and material with the aim of knowing the effect of variations on the performance of the kettle reboiler.

This design will use HTRI software to get the most optimal Kettle Reboiler design. Performed three different modes on the HTRI software. Design mode to get some of the dimension options required by the Kettle Reboiler. Rating mode to get the theoretical performance of the kettle reboiler. Simulation mode to get the actual performance of the Kettle Reboiler.

In this study, the geometry of the kettle reboiler based on a simulation of the HTRI Xchanger Suite software is TEMA type B-K-U, with tube dimensions $d_o = 0.01905$ (m), $L = 0.6096$ (m), thickness = 0.001651 (m), pitch ratio=1.33, tube layout=45° and Ntubes=1700, shell dimensions are $D_i = 1,230$ (m), $D_o = 1,2554$ (m) and shell bundle weight $W_b = 8064.5$ kg. As the tube side mass flow rate increases, the heat transfer rate, overall heat transfer coefficient, tube pressure drop, shell pressure drop, hot outlet temperature, and cold outlet temperature increase. In the tube layout variation, the 30-degree and 60-degree types have a higher heat transfer rate, overall heat transfer coefficient, and shell pressure drop compared to 45 degrees and 90 degrees. SA-217 TP 316L material has a better heat transfer rate and overall heat transfer coefficient than the A-789 S32750

Keywords: *Acid Gas Enrichment, Tube Layout, Material, mass flowrate, HTRI.*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, atas berkat dan rahmat-Nya penulis diberikan kesehatan, kemudahan dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir yang berjudul :

“PERANCANGAN KETTLE REBOILER PADA SISTEM ACID GAS ENRICHMENT UNIT BIO REFINERY KILANG PLAJU”

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademik yang harus dipenuhi penulis dalam program studi S-1 Teknik Mesin FTIRS-ITS. Tak lupa dalam penulisan laporan ini penulis juga mengucapkan terima kasih banyak dalam kelancaran tugas akhir ini kepada :

1. Tuhan Yang Maha Esa, Allah Subhanahu wa ta'ala atas berkat dan rahmat-Nya yang telah memberikan kesehatan serta kelancaran dalam Tugas Akhir ini.
2. Keluarga penulis terutama ibu penulis tercinta, Subekti Rahayu yang senantiasa mendoakan dan menndidik penulis sampai bisa sampai di titik ini.
3. Pendamping penulis, Demayra Raizha yang selalu mensupport dan menghibur penulis saat mengerjakan tugas akhir
4. Bapak Bambang Arip Dwiyantoro, S.T.,MSc. PhD, selaku dosen pembimbing yang menerima penulis untuk menjadi anak bimbingan dan juga selalu membimbing penulis dalam Tugas Akhir ini.
5. Segenap Bapak/Ibu Dosen pengajar maupun tenaga pendidik, dan karyawan di Departemen Teknik Mesin.
6. Rayhan Khayrunnas selaku teman sekaligus mentor bagi penulis yang membantu dalam memulai dan menjalankan Tugas Akhir ini, dan juga Fadhil Widiyono, Daffa Satrio serta Fajar ashari yang membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
7. Teman-Teman Lab. Kompor dan LBMM yang sudah berbagi cerita masa kuliah bersama penulis, Bustomi, Aldi, Habib, Alza, William, Ahong, Gagik dan lainnya yang tidak dapat disebutkan semuanya.
8. Teman-teman angkatan M61 dan M-lainnya yang tidak dapat penulis sebutkan yang selalu mendukung penulis.
9. Pak Sandy dan Pak Noval serta pihak tempat kerja praktek, PT Rekayasa Industri yang membuka jalan penulis dalam mejalankan Tugas Akhir.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan pada laporan tugas akhir ini, oleh karena itu kritik dan saran yang membangun penulis harapkan dari semua pihak untuk kesempurnaan tugas akhir penulis. Akhir kata penulis ucapkan mohon maaf atas kekurangan pada penulisan laporan tugas akhir ini, dan semoga Allah SWT senantiasa memberi nikmat kesehatan dan meridhai segala usaha kita, Aamiin.

Surabaya, Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRACT.....	8
KATA PENGANTAR	9
DAFTAR ISI.....	10
DAFTAR GAMBAR.....	12
DAFTAR TABEL.....	14
BAB I PENDAHULUAN.....	15
1.1 Latar Belakang	15
1.2 Rumusan Masalah.....	16
1.3 Batasan Masalah	16
1.4 Tujuan Penelitian	16
1.5 Manfaat Penelitian	17
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	18
2.1 Penelitian Terdahulu	18
2.2 <i>Acid Gas Enrichment (AGE)</i>	24
2.3 Perencanaan <i>Kettle Reboiler</i>	25
2.4 <i>Kettle Reboiler</i>	25
2.5 <i>Heat Exchanger</i>	26
2.6 Analisis Perpindahan Panas	30
2.7 Analisis Termodinamika.....	32
2.8 Analisis <i>Heat Exchanger</i> dengan Metode LMTD	32
2.9 <i>Pressure Drop</i>	34
2.10 <i>HTRI</i>	35
BAB III METODOLOGI.....	37
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	37
3.2 Identifikasi Masalah.....	38
3.3 Studi Literatur	38
3.4 Pengumpulan Data	38
3.5 <i>Flowchart</i> Simulasi.....	41
3.6 <i>Flowchart</i> Perhitungan Perhitungan	46
3.7 <i>Flowchart</i> Perhitungan <i>Pressure Drop</i>	49
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN.....	51
4.1 AGE Load Analisis	51
4.2 Simulasi dengan software HTRI.....	51
4.3 Contoh Perhitungan	54
4.4 Mode simulation	61
4.5 Data Hasil Simulasi Software HTRI.....	61
4.6 Komparasi perhitungan Manual dan Software HTRI	62
4.7 Analisis Pengaruh Tube Layout, Material dan Mass flowrate terhadap U	62
4.8 Analisis Pengaruh Perpindahan Tube layout, Material dan Mass flowrate terhadap laju perpindahan panas	63

4.9	Analisis Pengaruh Tube layout, Material dan Mass flowrate Tube terhadap Tcout.	64
4.10	Analisis Pengaruh Tube layout dan Mass flowrate Tube Terhadap Pressure Drop	65
BAB V		67
5.1	Kesimpulan	67
5.2	Saran	67
DAFTAR PUSTAKA		68
BIODATA PENULIS		74

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern (c)	18
Gambar 2. 2 Temperature Distribution Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern (c).....	19
Gambar 2. 3 Pressure Distribution Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern(c)	20
.....	
Gambar 2. 4 Performance Grafik <i>Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern (c)</i>	20
Gambar 2. 5 Pengaruh <i>Heat Transfer</i> terhadap <i>Pressure Drop</i>	21
Gambar 2. 6 Heat Transfer Rate (HTR) for Parallel Flow	23
Gambar 2. 7 Heat Transfer Rate (HTR) for Counter Flow	23
Gambar 2. 8 NTU for different material	24
Gambar 2.9 Acid Gas Enrichment Sistem	25
Gambar 2.10 Kettle Reboiler	26
Gambar 2. 11 Gambar Shell and Tube Kettle Reboiler	26
Gambar 2. 12 Tema Type.....	27
Gambar 2. 13 material thermal conductivity.....	28
Gambar 2. 14 Tube U-Bundle	28
Gambar 2. 15 Tube Layouts dan Tube Pitch.....	29
Gambar 2. 16 Variasi Suhu Fluida pada Aliran Counterflow	33
Gambar 2. 17 Faktor Koreksi LMTD.....	34
Gambar 2. 18 Mode case Design	36
Gambar 2. 20 Mode case Rating	36
Gambar 2. 19 Mode case Simulatiton	36
Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian.....	37
Gambar 3. 2 Physical Properties Fluida	38
Gambar 3. 3 Process data sheet	38
Gambar 3. 4 Flowchart Mode Design	41
Gambar 3. 5 Input Mode case design	42
Gambar 3. 6 Flowchart Mode Rating.....	43
Gambar 3. 7 Input mode case rating.....	44
Gambar 3. 8 Flowchart Mode Simulation	45
Gambar 3.10 Flowchart Pressure drop.....	50
Gambar 4.1 Analisis load AGE kettle reboiler	51
Gambar 4.2 Output Mode Design	52
Gambar 4.3 Output Mode Rating.....	53
Gambar 4.4 Kettle Reboiler Geometry.....	53
Gambar 4.5 Kettle Reboiler 2D Geometry.....	54
Gambar 4.6 Output Mode Simulation	61
Gambar 4.7 Grafik Pengaruh Tube Layout, Material dan Mass Flowrate terhadap U	62

Gambar4.8 Grafik Pengaruh Tube layout,Material dan Mass flowrate Terhadap perpindahan panas Kettle Reboiler	63
Gambar 4.9 Pengaruh Tube Layout, Material dan Mass flowrate terhadap Tcout	64
Gambar 4.10 Pengaruh Tube Layout dan Mass Flowrate terhadap pressure drop	66

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.1 Physical Properties Fluida.....	22
Tabel 2.1.2 Input Design	22
Tabel 2.1.3 Specifications of Heat Exchanger Pipes.....	23
Tabel 3.4.1 Input HTRI	39
Tabel 3.4.2 Input Physical Properties Amine.....	40
Tabel 4.3.1 Komposisi Fluida Amina	54
Tabel 4.5.1 Data Hasil Simulasi HTRI	61
Tabel 4.6.1 Komparasi perhitungan manual dan software	62

BAB I PENDAHULUAN

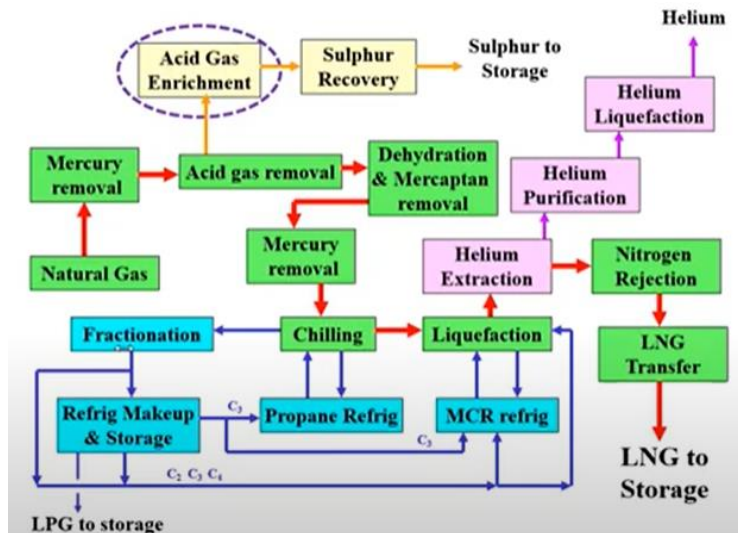
1.1 Latar Belakang

Minyak bumi yang di *ekspolarasi* dan dikonsumsi setiap hari lambat laun akan habis, sedangkan proses terbentuknya memakan waktu jutaan tahun. Menurut *ecotricity* ketersediaan minyak bumi diprediksikan akan habis pada jangka waktu 50 tahun mendatang. Habisnya ketersediaan minyak bumi akan berdampak besar kepada kestabilan ekonomi dunia. Pencampuran antara minyak bumi dan bahan bakar *nabati* yang salah satunya adalah *biodiesel* merupakan upaya untuk menjaga ketersediaan minyak bumi di dunia

Biodiesel adalah campuran antara minyak bumi dan bahan bakar nabati yang diproduksi melalui suatu sistem yang disebut *Bio Refinery*. Produksi *Biodiesel* pada saat ini masih belum menutupi kebutuhan yang ada. Menurut tim riset PASPI terdapat gap yang cukup besar antara kebutuhan dan produksi *bio diesel* saat ini yang mencapai 15.000 juta liter per 5 tahun. Gap ini merupakan peluang bagi produsen dalam negeri yaitu Pertamina untuk memenuhi kebutuhan *biodiesel global*.

PT Pertamina menginstruksikan untuk PT Rekayasa Industri (Rekind) memegang proyek *Front End Engineering Design Bio Refinery Unit III* Plaju milik Pertamina. *Bio Refinery Unit III* Plaju merupakan kilang yang memproduksi bahan bakar jet terbaru. Perusahaan yang menjadi pemberi lisensi utama *Bio Refinery Unit III* Plaju yaitu Honeywell UOP.

Pada *Bio Refinery* dibutuhkan suatu proses agar zat-zat berbahaya tidak terlepas menuju udara bebas dan zat-zat sisa yang tidak berbahaya dapat digunakan kembali. Zat-zat berbahaya yang telah dipisahkan oleh proses *Acid Gas Removal* akan menuju ke proses daur ulang atau yang biasa disebut dengan *Acid Gas Enrichment unit*. Pada *Acid Gas Enrichment unit* ini zat-zat dari *Acid Gas Removal* akan difilter ulang sehingga memaksimalkan zat-zat yang dapat digunakan kembali dan meminimalisir zat-zat berbahaya yang dilepaskan ke udara bebas. (Amir Faravar*, Mohammad Mohammadi, n.d.; Dwivedi et al., n.d.)



Gambar 1. 1 Bio Refinery Diagram Sistem

Penelitian ini berfokus untuk merancang *Kettle Reboiler* pada sistem *Acid Gas Enrichment unit*. *Kettle Reboiler* pada sistem *Acid Gas Enrichment* (AGE) adalah sebuah alat penukar panas bertipe *shell and tube* yang mempunyai fungsi untuk memanaskan kembali zat-zat yang berada pada regenerasi kolom pada bagian bawah agar H_2S yang masih tersisa dapat terpisahkan dan menuju ke kondensator. Pada sisi *shell Kettle Reboiler* terdapat amina dengan temperatur 120,36 °C pada inlet dan keluar pada temperatur 121,04 °C pada outlet, amina tersebut berfungsi sebagai *cold fluid* pada sistem *Kettle Reboiler*. Kemudian, pada *tube* terdapat air yang berfungsi untuk memanaskan amina pada sisi *shell* agar dapat terjadinya perubahan fasa amina, air pada *tube* memiliki temperatur 150 °C pada saat memasuki *Kettle Reboiler* dan keluar pada suhu 138,5 °C.

Perancangan pada AGE *Kettle Reboiler* ini bertujuan untuk mendapatkan dimensi dan geometri *Kettle Reboiler* yang optimal dengan memvariasikan *layout tube* yang akan berpengaruh pada perpindahan panas, *pressure drop* dan dimensi pada *heat exchanger*. Perancangan ini mengacu kepada penelitian yang sudah dilakukan. N.Deepa (2017) menyatakan '*The shell and tube heat exchanger optimization can be done by considering the following variable : tube outside diameter, tube length, tube pitch, tube layout, number of tube passes, tube count and shell diameter*'. Lalu menurut penelitian yang dilakukan oleh Moses (2015) performa dari *heat exchanger* memperlihatkan bahwa *tube layout* dengan tipe *triangular* mempunyai performa yang lebih baik daripada tipe *square* dan tipe campuran antara *triangular* dan *square*. Penelitian tersebut mendasari bahwa *tube layout* sangat berpengaruh terhadap performa *heat exchanger*, maka dilakukannya variasi *tube layout* dan digunakannya *software HTRI* untuk perancangan kali ini.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang terdapat dalam penelitian tugas akhir ini yaitu sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh variasi mass flow rate pada tube terhadap laju perpindahan panas tube Acid gas enrichment system ?
2. Bagaimana pengaruh variasi material terhadap laju perpindahan panas pada AGE kettle reboiler ?
3. Bagaimana pengaruh variasi *tube layout* terhadap laju perpindahan panas pada AGE Kettle Reboiler ?
4. Bagaimana design *Kettle Reboiler* yang optimal untuk memenuhi kebutuhan Acid Gas Enrichment (AGE) unit ?

1.3 Batasan Masalah

Penelitian ini dilakukan dengan beberapa batasan masalah agar dapat mencapai tujuan. Adapun batasan permasalahannya yaitu sebagai berikut :

1. Perancangan berdasarkan data proses dari *Bio Refinery* Kilang Plaju
2. *Properties fluida* kerja berupa *amine* dan *water*
3. Simulasi menggunakan *software HTRI*
4. Berat total *heat exchanger* tidak melebihi 18,5 ton

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin dicapai dari penelitian Tugas Akhir (TA) ini yaitu sebagai berikut :

1. Mengetahui laju perpindahan panas pada AGE *Kettle Reboiler*

2. Mengetahui pengaruh variasi material terhadap laju perpindahan panas pada AGE *kettle reboiler*
3. Mengetahui pengaruh variasi *tube layout* terhadap laju perpindahan panas pada AGE *Kettle Reboiler*
4. Mendapatkan *design Kettle Reboiler* yang paling optimal untuk memenuhi kebutuhan Acid Gas Enrichment (AGE) Unit

1.5 Manfaat Penelitian

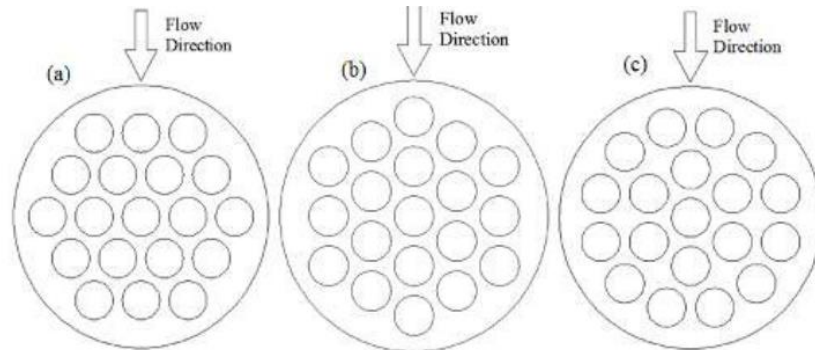
1. Penelitian ini bertujuan untuk memberikan pengetahuan mengenai perancangan alat penukar panas dengan menggunakan *software HTRI*
2. menjadi referensi *design AGE Kettle Reboiler* yang memiliki performa yang sesuai dengan kebutuhan proyek *Bio Refinery* Kilang Plaju.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

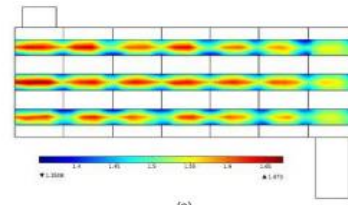
2.1.1 Moses (2015) *Performance of Shell and Tube Heat Exchanger with Varying Tube Layouts*

Pada tahun 2015 Moses Omolayo Petinrin melakukan penilitan tentang melihat pengaruh variasi *tube layout* terhadap *performa shell and tube heat exchanger*.

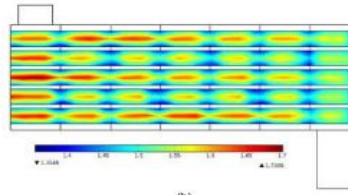


Gambar 2. 1 Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern (c)

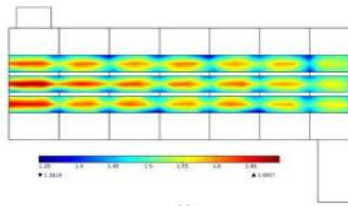
Dalam melakukan penelitian ini, Moses memvariasikan *tube layout* menjadi 3 jenis, yaitu *triangular* (a), *rotated triangular* (b), *combined pattern* (c). Lalu Moses melihat pengaruh variasi *tube layout* tersebut terhadap distribusi kecepatan, *pressure distribution*, *performa factor* terhadap reynold number dan *heat transfer coefficient*. (Moses Omolayo Petinrin^{1*} and Ademola Adebukola Dare¹, n.d.)



(a)

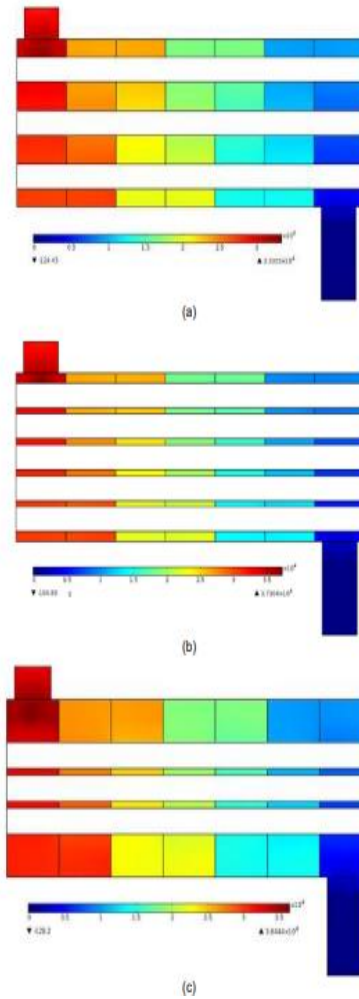


(b)

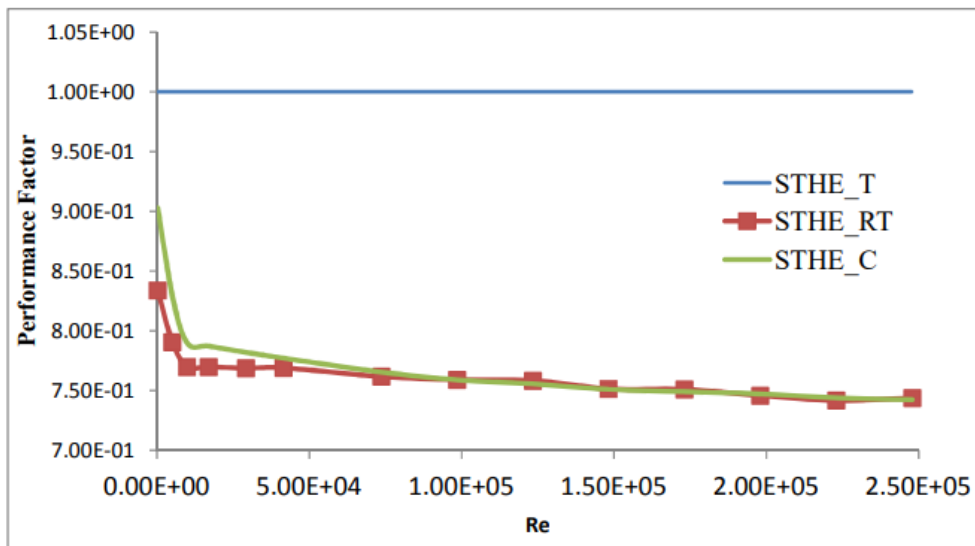


(c)

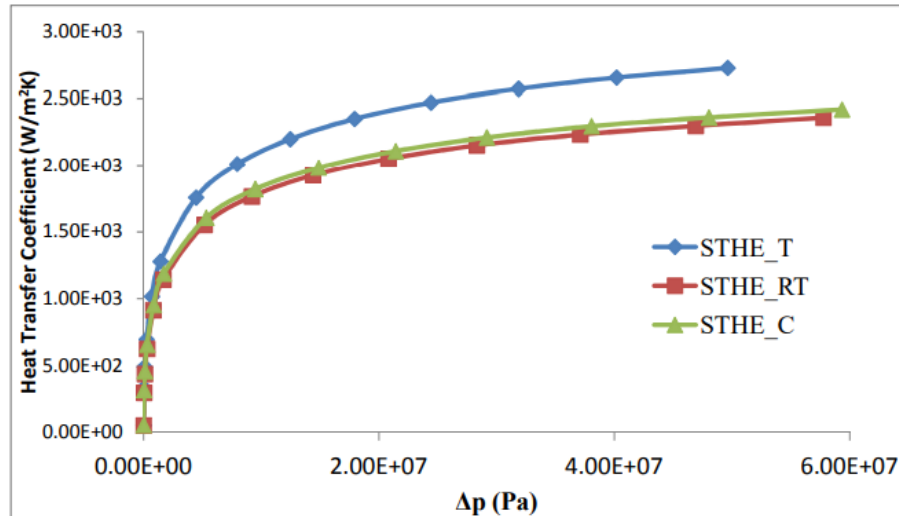
Gambar 2. 2 Temprature Distribution Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern (c)



Gambar 2. 3 Pressure Distribution Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern(c)



Gambar 2. 4 Performance Grafik *Triangular (a), Rotated Triangular (b), Combined Pattern (c)*



Gambar 2. 5 Pengaruh *Heat Transfer* terhadap *Pressure Drop*

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa banyak perpindahan panas dan penurunan terjadi selama *cross-flow* pada *shell fluida* melalui *bundle* tabung. Jika *tube layout* tipe *triangular* dibandingkan dengan jenis lainnya, deviasi koefisien perpindahan panas rata-rata adalah 11,2% dan 8,3% untuk tipe *combined pattern* dan *triangular*. Sementara penurunan tekanan yang terjadi berada pada angka 16% dan 18,8%. Dari hasil diatas maka *tube layout* tipe *triangular* menjadi pilihan utama dilanjutkan dengan tipe *combined pattern*, karena mereka menunjukkan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi daripada tipe *rotated triangular* dengan penurunan tekanan yang sama pada *sisi shell*.

2.1.2 N.DEEPA PRIYA(2017) *Thermal Design of Shell and Tube Heat Exchanger for Kerosene-Cooling Water System Using HTRI Software*

Pada tahun 2017 N.Deepa Priya melakukan perancangan *shell and tube heat exchanger* dengan menggunakan *HTRI software*. Deepa menentukan *input* awal dengan *properties* :

1. *Kerosene* sebagai *hot fluid* dan air sebagai *cold fluid*
2. *Flow rate hot* dan *cold fluid* 42200kg/hr dan 15600kg/hr
3. *Inlet outlet hot fluid* adalah 56°C dan 46°C. *Inlet outlet cold fluid temperature* adalah 33°C dan 45°C
4. *Preassure* pada *hot* dan *cold fluid* sebesar 12.19 kg/cm³ dan 4.97 kg/cm³
5. *Preassure drop* yang diperbolehkan sebesar 0,3 kg/cm² untuk *hot fluid* dan 0,7kg/cm² pada *cold fluid*
6. *Tube and shell fouling resistance* masing-masing sebesar 0,004 hrm2C/kcal dan 0,003 hrm2C/kcal
7. *Physical properties fluida* sebagai berikut

Tabel 2.1.1 Physical Properties Fluida

Temp (°C)	Vapour Fraction	Density (Kg/m ³)	Viscosity (cP)	Thermal Conductivity (Kcal/(hr.m.C))	Heat Capacity (Kcal/(kg C))
55	0	822	1.266	0.106	0.43
53.4	0	823.2	1298	0.106	0.43
51.7	0	824.5	1.332	0.107	0.43
50.1	0	825.7	1.367	0.107	0.43
48.4	0	826.9	1.404	0.107	0.43
46.4	0	828.2	1.443	0.107	0.43
45.1	0	829.4	1.483	0.107	0.42
43.4	0	830.7	1.526	0.108	0.42
41.7	0	832.0	1.57	0.108	0.42
40	0	833.2	1.617	0.108	0.42

Dari data-data yang Deepa *input* ke dalam *HTRI software*, ia mendapatkan hasil sebagai berikut :

Tabel 2.1.2 Input Design

Parameter	Value	Unit
Tube outside diameter	25.4	mm
Tube length	6096	mm
Tube pitch	31.75	mm
Tube layout	30	degrees
Number of tube passes	2	--
Tube count	62	--
Shell diameter	337	mm
Baffle type	Single segmental	
Baffle orientation	Perpendicular	
Baffle spacing	249.622	mm
Heat duty	0.1841	MM kcal/hr
Area	29.907	m ²
Actual heat transfer co-efficient	632.28	Kcal/ m ² -hr-C
Required heat transfer co-efficient	620.06	Kcal/ m ² -hr-C

Dari hasil yang *HTRI software* Deepa mendapatkan kesimpulan bahwa dengan meningkatkan *number of tube passes* maka akan meningkatkan *heat transfer rate*, lalu semakin besar diameter tube akan mempengaruhi harga produksi dari pembuatan heat exchanger itu sendiri. Maka carilah geometri yang lebih kecil selama angka *overdesign* masih dapat diterima (N.DEEPA PRIYA¹, A.S.PERIASAMY MANIKANDAN², D.NESAKUMAR³, n.d.).

2.1.3 ANUP KUMAR DWIVEDI (2017) *Analysis of Heat Exchanger Through Different Material Tubes*

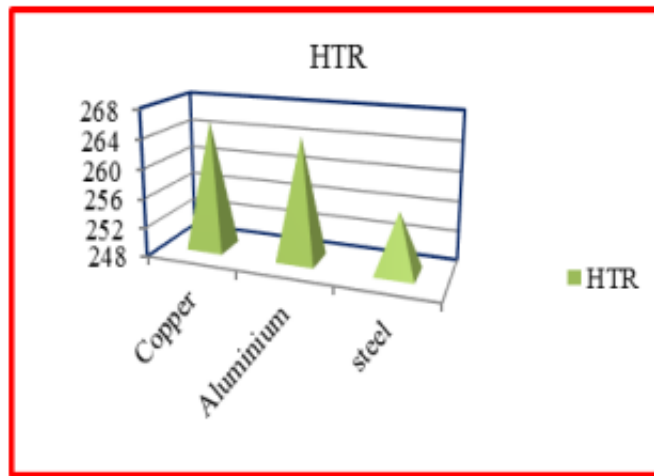
Pada tahun 2017 Anup Kumar Dwivedi melakukan penelitian mengenai analisis pengaruh variasi material terhadap nilai NTU, *heat transfer area* pada *counter flow* dan

heat transfer area pada parallel flow. Anup melakukan penelitian dengan geometri *shell and tube* yang tetap untuk setiap variasi yang dia gunakan, *temperature* dengan spesifikasi sebagai berikut :

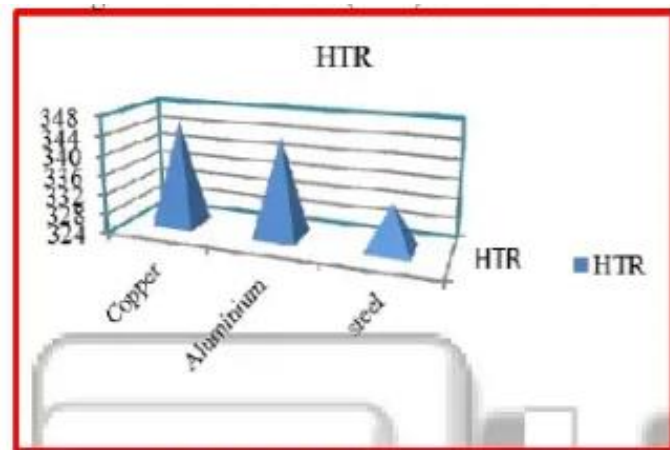
Tabel 2.1.3 Specifications of Heat Exchanger Pipes

Particulars	Inner diameter (mm)	Outer diameter (mm)	Length (mm)
Cu pipe	25	28	250
Al pipe	25	28	250
Steel pipe	25	28	250

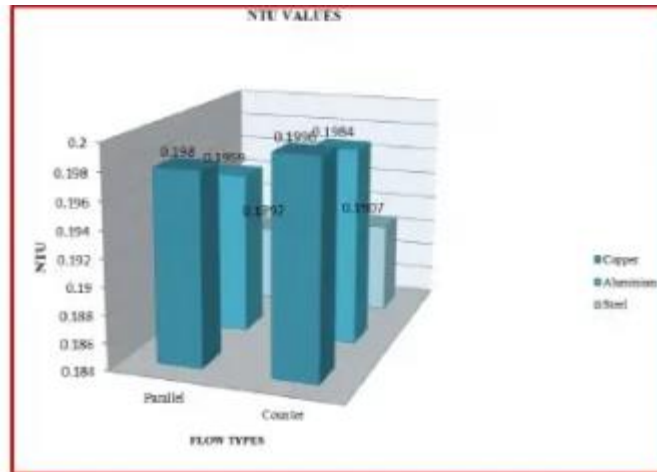
Setelah Anup melakukan eksperimen ia mendapatkan data sebagai berikut



Gambar 2. 6 Heat Transfer Rate (HTR) for Parallel Flow



Gambar 2. 7 Heat Transfer Rate (HTR) for Counter Flow



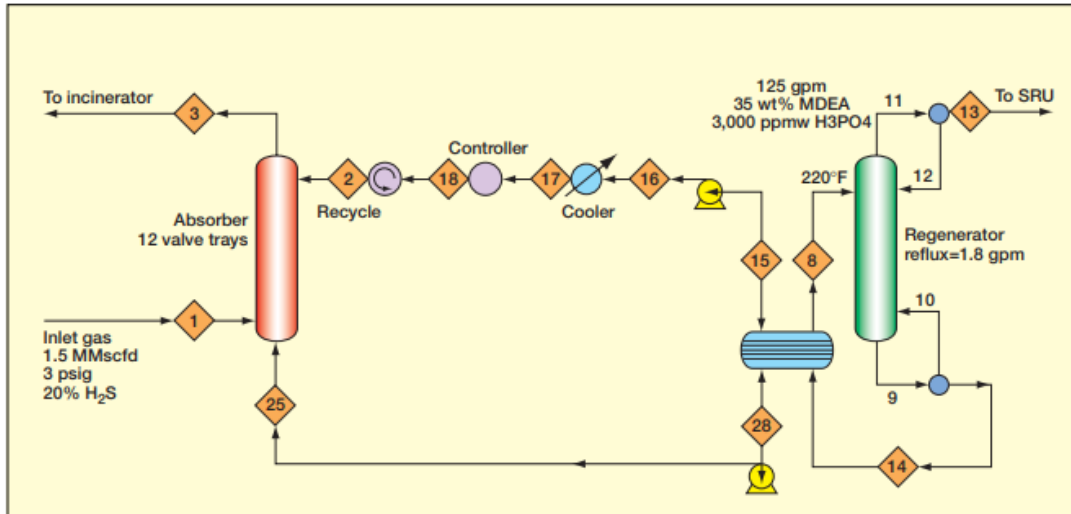
Gambar 2. 8 NTU for different material

Setelah melakukan eksperimen Anud mendapatkan kesimpulan bahwa copper memiliki nilai *thermal conductivity* yang paling tinggi lalu aluminium dan *steel*. Dengan diameter dan panjang *tube* yang sama Anud mendapatkan bahwa *heat transfer rate* dan *overall heat transfer rate* tertinggi dimiliki oleh copper pada kedua kondisi yaitu *counter flow* dan *parallel flow*. Lalu perhitungan pada *number transfer unit* dengan diameter dan panjang *tube* yang sama, copper memiliki nilai NTU paling tinggi dibandingkan dengan aluminium dan *steel*. (Dwivedi et al., n.d.)

2.2 Acid Gas Enrichment (AGE)

Pada sistem *Bio Refinery acid gas* yang telah dipisahkan oleh *Acid Gas Removal (AGR) unit* akan menuju *Acid Gas Enrichment (AGE) unit* untuk meminimalisir terbuangnya kandungan yang dapat dimanfaatkan kembali (CO_2) dan memaksimalkan kandungan berbahaya (H_2S) agar tidak terlepas ke udara bebas.

Sistem *Acid Gas Enrichment (AGE) unit* memanfaatkan larutan absorber yaitu amina yang bertugas untuk memisahkan kandungan CO_2 dan H_2S pada *acid gas* yang di proses pada regenerator *coloumn*. Kandungan yang mengandung H_2S akan menuju ke condensor pada bagian atas regenerator dan yang tidak mengandung H_2S akan jatuh kebawah regenerator *coloumn* lalu dipanaskan kembali oleh *kettle reboiler* agar memisahkan H_2S yang masih tersisa pada bagian bawah regenerator *coloumn*. (Weiland, n.d.)



Gambar 2.9 Acid Gas Enrichment Sistem

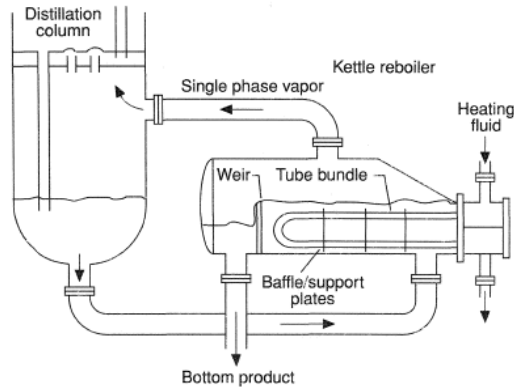
2.3 Perencanaan *Kettle Reboiler*

Prinsip perencanaan *kettle reboiler* didasari oleh prinsip perpindahan panas dan kesetimbangan energi. Perencanaan dilakukan dengan melakukan perhitungan kalor pada sisi *shell* dan *tube*, beda temperatur rata-rata logaritmik, dan *heat transfer coefficient*. Kemudian dapat ditentukan ukuran geometri dari penukar panas agar memenuhi prinsip dan sesuai standar yang ditentukan oleh TEMA. Beberapa hal yang perlu dipertimbangkan dalam melakukan perancangan penukar panas antara lain :

1. Syarat perpindahan panas
2. Ukuran geometri
3. Penurunan tekanan
4. Getaran yang terjadi saat operasi
5. Ketersediaan manufaktur
6. Biaya pembuatan

2.4 *Kettle Reboiler*

Kettle reboiler merupakan alat penukar panas tipe *shell and tube* yang dipakai untuk mengubah fase cair dari amina menjadi uap. *Kettle reboiler* juga salah satu bagian dari proses *Acid Gas Enrichment*. Prinsip kerja *kettle reboiler* yakni cairan dari kolom minum (cairan pada bagian bawah menara) masuk kedalam kettle melalui *shell* samping. Di dalam *kettle* terjadi kontak antara cairan dan uap sehingga terjadi pertukaran panas yang mengakibatkan cairan menguap, kemudian uap akan melewati tabung dan keluar sebagai *bundle condensate*.

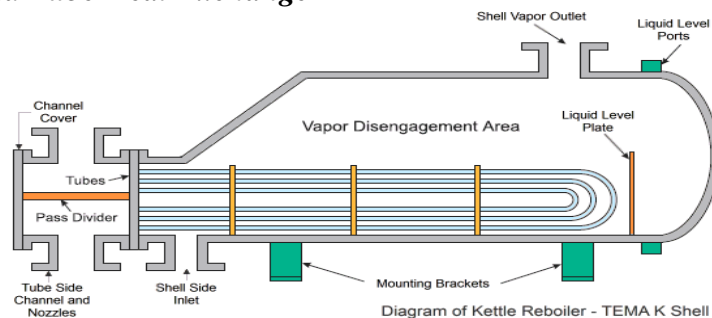


Gambar 2.10 Kettle Reboiler

2.5 Heat Exchanger

Heat exchanger atau penukar panas adalah perangkat yang memungkinkan panas ditransfer dan dapat bertindak sebagai pemanas atau pendingin. Biasanya media pemanas yang digunakan adalah uap panas (*superheated steam*) dan air biasa sebagai air pendingin (*cooling water*). Penukar panas dirancang semaksimal mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Pertukaran panas terjadi melalui kontak, baik antara cairan yang memiliki dinding pemisah, atau dua cairan yang bercampur secara langsung. Penukar panas banyak digunakan dalam industri seperti kilang, bahan kimia dan petrokimia, industri gas alam, pendinginan, pembangkit listrik. Contoh sederhana dari penukar panas adalah radiator mobil, di mana cairan pendingin mentransfer panas dari mesin ke udara sekitarnya.

2.5.1 Shell and Tube Heat Exchanger



Gambar 2. 11 Gambar Shell and Tube Kettle Reboiler

Pada alat ini terjadi perpindahan panas antara *fluida* yang mengalir di dalam tabung dan *fluida* perpindahan panas yang mengalir di luar tabung. Aliran turbulen dari *fluida* perpindahan panas akan menghasilkan koefisien perpindahan panas yang tinggi, sehingga untuk mencapai efek turbulen pada aliran *fluida*, *baffle* dipasang. Selain itu, *baffle* juga digunakan untuk mengarahkan aliran *fluida* ke dalam *shell* dan untuk mengikat/menyangga *tube bundle*. Keuntungan alat ini yaitu dapat beroperasi pada perbedaan tekanan tinggi antara sisi *tube* dan sisi *shell*, mudah dibersihkan, dan biaya pembuatan serta perawatannya lebih murah.

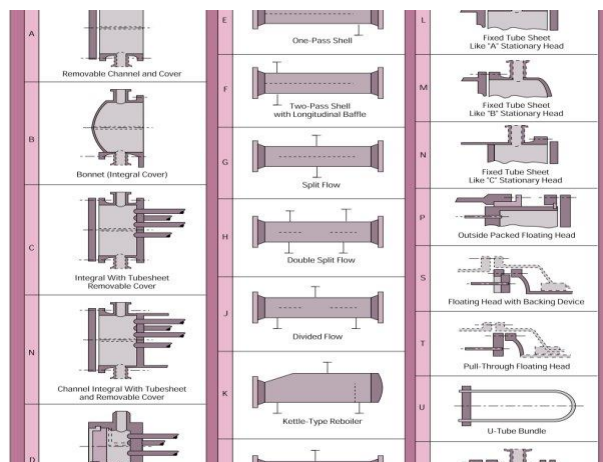
2.5.2 Komponen Shell and Tube Heat Exchanger

Terdapat beberapa komponen penukar panas kettle reboiler tipe *shell and tube heat exchanger* yang dapat mempengaruhi keluaran koefisien perpindahan panas yaitu:

1. *Tube*, yaitu pemisah antara fluida sisi *shell* dan dipakai sebagai penghantar panas.
2. *Shell*, yaitu tempat terjadinya perpindahan panas antara fluida sisi *tube* dan fluida sisi *shell* yang biasanya memiliki bentuk silindris.
3. *Baffle*, memiliki dua fungsi utama yaitu sebagai penahan *tube bundle* dan membuat aliran pada sisi *shell* menjadi turbulen sehingga perpindahan panas pada *shell* akan lebih maksimal.
4. *Front header*, yaitu di mana fluida memasuki bagian *tube* penukar panas.
5. *Rear header*, yaitu di mana fluida keluar dari *exchanger*.

2.5.3 TEMA Types

Konfigurasi dari suatu *heat exchanger* biasanya ditentukan oleh kodifikasi TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). TEMA mengklasifikasikan komponen luar dari suatu *heat exchanger* dengan huruf alfabet seperti pada gambar. Setiap type *heat exchanger* memiliki kelebihan masing-masing, contohnya tipe e yang paling banyak ditemui karena harganya yang murah. Pada penelitian kali ini menggunakan konfigurasi BKU (Richard, n.d.)



Gambar 2. 12 Tema Type

2.5.4 Material Selection

Material merupakan salah satu aspek yang penting pada perancangan *kettle reboiler*, karena material mempengaruhi nilai *coefficient thermal resistance* dari heat exchanger tersebut, material juga sangat mempengaruhi *cost* dari produksi suatu heat exchanger. Maka dalam pemilihan material harus memperhatikan *maximum temperature*, *vibration* dan *corrosion resistance*. Material pilihan untuk shell and tube heat exchanger (Vipul Kumar Singh1, n.d.) :

1. *Copper*
2. *Alloy 2205*
3. *Stainless steel 316L*

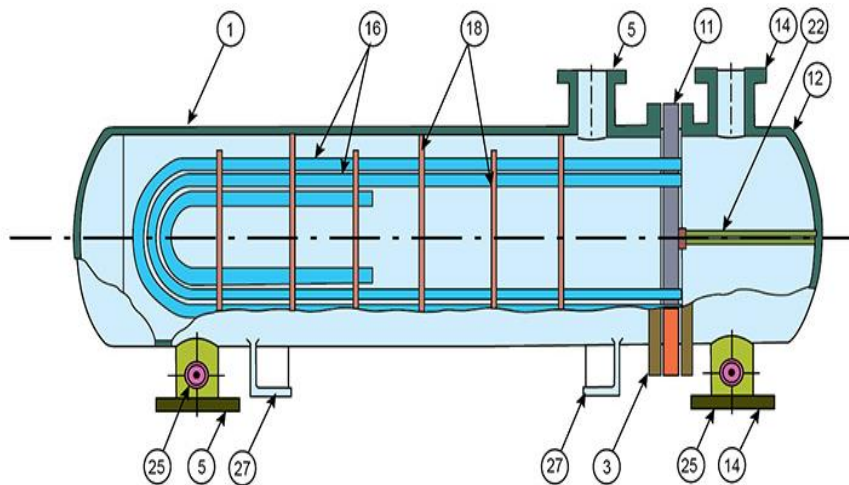
for a variety of materials.

Material	k (W/m.K)
Aluminium	247
Copper	398
Gold	315
Iron	80
Nickle	90
Silver	428
Tungsten	178
1025 Steel	51.9
316 Stainless steel	15.9
Brass (70Cu-30Zn)	120

Gambar 2. 13 material thermal conductivity

2.5.5 Tube Bundle

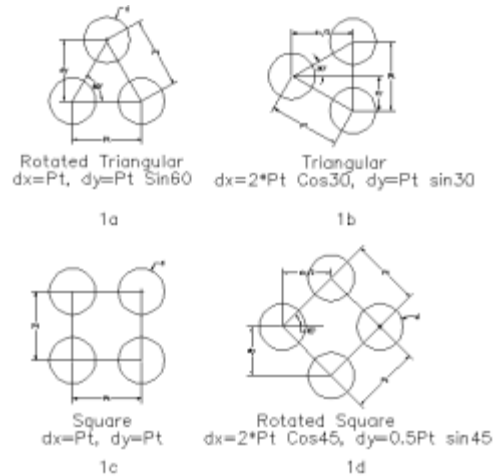
U-tube bundle adalah tipe *tube bundle* dengan bentuk geometri tabung seperti huruf U. Tipe *tube bundle* ini dipilih karena biaya konstruksinya yang murah, hanya membutuhkan satu *tube sheet* saja. Selain itu, *U-tube bundle* ini dapat mencegah dari kerusakan yang terjadi selama proses pemanasan atau pendinginan.



Gambar 2. 14 Tube U-Bundle

2.5.6 Tube Layout dan Tube Pitch

Tube layouts merupakan karakteristik dari sudut yang dibentuk oleh rangkaian *tube*. Sudut tersebut terdiri dari 30°, 45°, 60° dan 90°. *Tube pitch* merupakan jarak antara kedua pipa, apabila jarak ini terlalu dekat maka akan menyebabkan *tube sheet* menjadi rapuh. (1 & Rao, n.d.)



Gambar 2. 15 Tube Layouts dan Tube Pitch

Variasi pada *tube layout* akan mempengaruhi perhitungan yang akan digunakan untuk menghitung perpindahan panas pada *shell*, untuk tube layout tipe *square* menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$D_e = \frac{\left(\frac{P_t^2}{4} - \frac{\mu d_o^2}{8} \right)}{\frac{\mu d_o}{2}} \quad (2.1)$$

Untuk tipe *triangular* digunakan persamaan

$$D_e = \frac{(p_t^2 \sqrt{3} - (\frac{1}{2} \pi \cdot d_o^2))}{(\pi \cdot d_o) / 2} \quad (2.2)$$

Dimana, p_T = Tube pitch ratio

d_o = Outside tube diameter

2.5.7 Geometri Awal Desain Heat Exchanger

Luas perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* secara geometri dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$A_o = \pi OD_{tube} N_T L \quad (2.3)$$

Dimana: N_T = Jumlah tube

OD_{tube} = Diameter luar tube

L = Panjang tube

Selama proses perancangan alat penukar kalor, nilai panjang merupakan hasil akhir dari perhitungan geometri dan diameter luar serta dalam tube yang merupakan *input* dengan memvariasikan nilai.

Untuk menentukan jumlah tube dapat juga dengan diameter shell (D_s) dan jumlah tube dapat diperkirakan dengan cara mengambil ukuran lingkaran shell serta membaginya dengan area proyeksi dari tube layout. Adapun persamaan sebagai berikut :

$$N_t = (CTP) \frac{\pi \cdot D_s^2}{4 \cdot A_1} \quad (2.4)$$

CTP merupakan *tube count calculation constant* yang mempunyai nilai bervariasi bergantung pada *tube passes* yang digunakan.

$$A_1 = (CL) P_T^2 \quad (2.5)$$

Dimana: $CL = 1,0$ untuk 90° dan 45°

$CL = 0,87$ untuk 30° dan 60°

Jika PT merupakan *tube pitch ratio* (PR) yang dikalikan dengan *diameter tube* (d_o), maka persamaan 2.4 dan persamaan 2.5 disubstitusikan akan menjadi persamaan berikut :

$$N_t = 0,785 \left(\frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_S^2}{(PR)^2 \cdot d_o^2} \quad (2.6)$$

Berdasarkan persamaan 2.3 dan 2.6, ukuran diameter shell juga dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$D_S = 0,637 \sqrt{\left(\frac{CL}{CTP} \right) \left[\frac{A \cdot (PR)^2 \cdot d_o}{L} \right]^{1/2}} \quad (2.7)$$

2.6 Analisis Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah ilmu yang mempelajari perpindahan energi (dalam bentuk kalor) dari suatu sistem ke sistem lainnya karena perbedaan suhu atau dengan kata lain perpindahan panas tidak akan terjadi jika suhu suatu sistem sama. Perpindahan panas terjadi dari sistem suhu yang lebih tinggi ke sistem suhu yang lebih rendah.

2.6.1 Perpindahan Panas pada Tube

Perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* dianalisis berdasarkan perpindahan panas konveksi pada aliran internal. Aliran fluida internal akan turbulen jika memiliki bilangan Reynolds lebih besar dari 2300, sedangkan bilangan Reynolds kurang dari 2300 aliran akan laminar. Berikut adalah persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung *Reynolds number* dan *prandtl number*. (Sadik Kakaç, Hongtan Liu, A. P, n.d.)

$$Re_{eq} = Re_v \frac{\mu_v}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l \quad (2.8)$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{K} \quad (2.9)$$

$$Re_l = \frac{Gt(1-x)di}{\mu_l}$$

$$Re_v = \frac{Gt(x)di}{\mu_v}$$

$$Gt = \frac{\dot{m} \cdot Np}{4 \cdot \pi \cdot Nt \cdot di^2}$$

Dimana: Re_{eq} = Reynold number equivalent

Re_l = Reynold number liquid

Re_v = Reynold number vapor

Gt = mass flux tube side ($\text{kg/m}^2\text{s}$)

Lalu *Reynold number* dan *Prandtl number* digunakan untuk mencari konveksi pada sisi tube

$$h_i = h_{TP} = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{1/3} k_l / d_i \quad (2.10)$$

Dimana, h_{TP} = average heat transfer coefficient ($\text{W/m}^2\text{K}$)

k_l = Thermal conductivity liquid (W/m.K)

d_i = Inner tube diameter (m)

2.6.2 Perpindahan Panas pada Shell

Perpindahan panas pada sisi *shell* alami dianalisis menggunakan metode Pool boiling, dimana metode ini digunakan karena konstruksi kettle reboiler pada sisi shell yang tidak terlalu dipengaruhi oleh mass flowrate.

Untuk menggunakan metode perhitungan ini yang pertama dilakukan yaitu menghitung nilai *pseudo pressure* menggunakan fluida berdasarkan *fraction mole* dan *critical pressure* fluida tersebut dengan persamaan :

$$P_c = \sum x_i . P_{c,i}$$

Lalu nilai *pseudo pressure* digunakan untuk mencari *pressure correction factor* dengan persamaan :

$$F_p = 1,8 . P_{pr}^{0,17} + 4 . P_{pr}^{1,2} + 10 . P_{pr}^{10}$$

$$P_{pr} = \frac{P_{inlet}}{P_c}$$

$$\hat{q} = \frac{Q}{Nt . \pi . do . l}$$

dimana, $P_c = P_{suedo-critical}$ (kPa)

$\hat{q} = heat\ flux$ (W/m²)

$F_p = pressure\ correction\ factor$

$P_{inlet} = Pressure\ inlet\ shell$ (kPa)

Nilai *heat flux* dan *pressure correction factor* digunakan untuk mencari nilai *nucleate boiling heat transfer coefficient* dengan persamaan

$$h_{nb} = 0,00417 . P_c^{0,69} . q^{0,7} . F_p$$

kemudian diteruskan dengan mencari *bundle correction factor* menggunakan persamaan :

$$F_b = 1 + 0,1 \left[\frac{0,785 . D_{bundle}}{CL . (P_t/do)^2 do} - 1 \right]^{0,75}$$

dimana, $F_b = Bundle\ convection\ factor$

$D_{bundle} = Tube\ bundle\ diameter$ (m)

$P_t = Jarak\ pitch$ (m)

$do = Tube\ outside\ diameter$ (m)

Pada perbedaan temperature yang rendah nilai *natural convection* dapat diamsusikan dengan nilai 170 W/m²K pada *hydrocarbon*. Lalu semua nilai yang telah didapatkan digunakan untuk mencari *shell side heat transfer coefficient* dengan persamaan :

$$h_o = h_b = h_{nb} . F_b + h_{nc} \quad (2.14)$$

dimana, $h_o = Shell\ side\ heat\ transfer\ coefficient$ (W/m²K)

$h_b = Boiling\ heat\ transfer\ coefficient$ (W/m²K)

$h_{nb} = Nucleate\ boiling\ heat\ transfer\ coefficient$ (W/m²K)

$F_b = Pressure\ correction\ factor$

$$h_{nc} = \text{Natural convection heat transfer coefficient (W/m}^2\text{K)}$$

2.7 Analisis Termodinamika

Penyuar panas adalah perangkat sistem terbuka, sistem terbuka itu sendiri adalah sistem yang menghasilkan pertukaran energi (panas dan kerja) dan benda (materi) dengan lingkungan. Sistem terbuka ini mencakup peralatan yang terlibat dalam aliran massa ke dalam atau ke luar sistem. Dalam sistem terbuka ini, massa dan energi dapat melintasi batas sistem permeable, jadi pada sistem ini volume sistem tidak berubah sehingga disebut juga dengan volume kontrol. Volume kontrol adalah batas area pengujian pada suatu komponen untuk memudahkan perhitungan yang lebih rinci. Perpindahan energi pada batas volume kontrol terjadi dalam bentuk usaha dan panas

$$\Sigma \dot{m}_i = \Sigma \dot{m}_e \quad (2.21)$$

Dimana \dot{m}_i adalah laju aliran massa sisi masuk dan \dot{m}_e merupakan laju aliran massa sisi keluar. Laju perpindahan energi pada kondisi *steady* dapat dituliskan sebagai berikut :

$$0 = Q - W + \Sigma \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \Sigma \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (2.22)$$

Dikarenakan $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ maka persamaan menjadi:

$$0 = Q - W + \dot{m} (h_1 - h_2) + \dot{m} \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) + \dot{m} g (z_1 - z_2) \quad (2.23)$$

Dimana: Q = Beban pemanasan (W)

\dot{m} = Laju aliran massa (Kg/s)

h = Koefisien konveksi (KJ/Kg)

Dalam analisis volume kontrol, konsep keseimbangan energi dapat digunakan untuk membantu menganalisis berbagai proses dalam penyuar panas. Persamaan keseimbangan energi dapat dipahami sebagai berikut :

$$E_{in} + E_g = E_{out} + E_{st} \quad (2.24)$$

Dimana: E_{in} = energi yang masuk ke dalam sistem

E_g = energi yang masuk dibangkitkan

E_{out} = energi yang keluar dari sistem

E_{st} = energi yang disimpan oleh sistem

Energi yang masuk ke sistem dapat dipahami sebagai energi yang disebabkan oleh fluida yang memasuki sistem. Energi yang dihasilkan adalah energi yang diubah dari energi dalam bentuk lain (kimia, elektromagnetik, nuklir, atau listrik) menjadi energi termal atau mekanik. Energi yang keluar dari sistem adalah energi yang terkandung dalam cairan atau gas yang keluar dari sistem. Energi yang tersimpan dapat dipahami sebagai panas atau energi yang dapat disimpan oleh suatu bahan di dalam bahan tersebut. Untuk menghitung energi yang masuk dan keluar dari aliran konstan *fluida* dalam suatu sistem, persamaan berikut dapat digunakan.

$$Q = \dot{m} c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.25)$$

2.8 Analisis Heat Exchanger dengan Metode LMTD

Analisis perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD). Metode tersebut digunakan untuk merancang alat penyuar kalor dengan data berupa temperatur fluida masuk dan keluar. Berdasarkan karakteristik aliran *heat exchanger*, AGE Reboiler adalah jenis *counterflow heat exchanger*.

Gambar 2.4 menggambarkan distribusi suhu di *counterflow heat exchanger*. Berdasarkan metode LMTD, rasio panas (Q) yaitu sebagai berikut :

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (2.26)$$

Dimana: Q = Laju perpindahan panas (KW)

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

A = Luasan perpindahan panas (m²)

ΔT_{lm} = Log mean temperature difference

Nilai overall heat transfer coefficient (U) dapat dihitung dengan rumus:

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} \quad (2.27)$$

$$U = \left[\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_i} + r_o \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{k} \right]^{-1} \quad (2.28)$$

Dimana: h_i = Koefisien konveksi perpindahan panas sisi dalam (W/m².K)

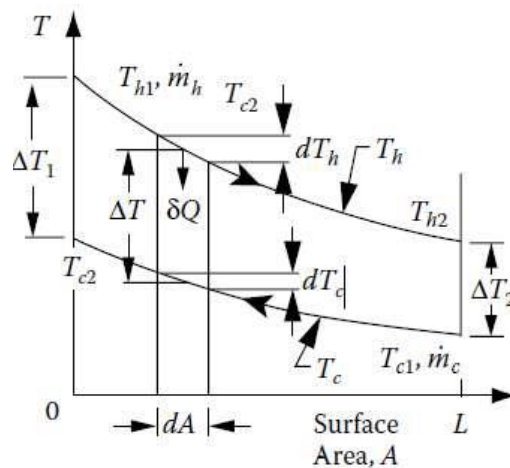
h_o = Koefisien konveksi perpindahan panas sisi luar (W/m².K)

k = Konduktivitas termal pada dinding pipa (W/mK)

r_i = Radius pipa bagian dalam (m)

r_o = Radius pipa bagian luar (m)

ΔT_m adalah perbedaan suhu rata-rata antara kedua *fluida* yang mengalir pada suatu *heat exchanger* yang memiliki perbedaan suhu pada masing-masing bagian. Susunan aliran *counterflow* memiliki persamaan ΔT_m sebagai berikut :



Gambar 2. 16 Variasi Suhu Fluida pada Aliran Counterflow

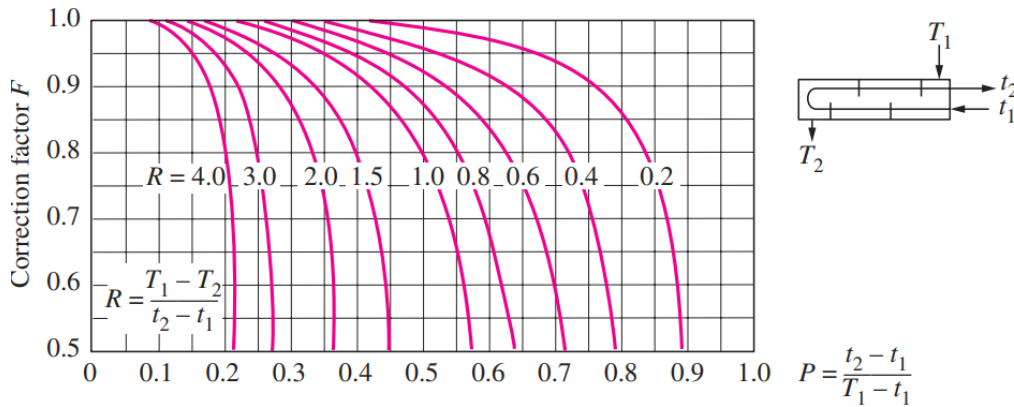
$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.29)$$

$\Delta T_{lm,cf}$ adalah LMTD untuk aliran *crossflow* dimana ΔT_1 adalah perbedaan suhu antara *fluida* panas dengan *fluida* dingin pada sisi satu dan ΔT_2 adalah perbedaan suhu antara *fluida* panas dengan *fluida* dingin pada sisi dua.

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,cf} F \quad (2.30)$$

$$F = \Phi (P, R \text{ flow arrangement}) \quad (2.31)$$

F adalah faktor koreksi terhadap ΔT_{lm} akibat jumlah *tube passes* dan variabel tidak berdimensi yang merupakan fungsi dari R dan P. R adalah perbandingan rata-rata kapasitas kalor, sedangkan P adalah temperatur efektif pada sisi *fluida* dingin. Persamaan P dan R dapat dipahami sebagai berikut :



Gambar 2. 17 Faktor Koreksi LMTD

2.9 Pressure Drop

Penurunan efisiensi penukar panas dapat disebabkan oleh beberapa faktor, seperti kerak, korosi dinding, kebocoran dinding, isolasi, dan gesekan. Penurunan tekanan akan mempengaruhi efisiensi penukar panas. Secara teoritis, efisiensi *heat exchanger* menurun seiring dengan peningkatan *pressure drop* dan hal ini juga dapat disebabkan oleh *fouling factor* yang telah melebihi batas yang diizinkan. Prediksi kerugian efisiensi penukar panas dapat dilakukan dengan menilai secara berkala muka penurunan tekanan yang terjadi.

2.9.1 Pressure Drop pada tube

Penurunan tekanan di sisi *tube* terdiri dari *pressure drop* dalam tube dan pada *nozzle*. *Pressure drop* pada *tube* diakibatkan adanya perubahan arah aliran di dalam *tube* (pada aliran *multipass*), adanya perubahan luasan. Sedangkan *pressure drop* pada *nozzle* adalah perubahan tekanan pada sisi *inlet* dan *outlet*. Nilai *pressure drop* dapat dihitung dengan persamaan dibawah ini :

$$\Delta P_{t,total} = \Delta P_t + \Delta P_{in,t} + \Delta P_{out,t} \quad (2.32)$$

Untuk *pressure drop tube* dicari dengan persamaan :

$$\Delta P_t = f \frac{L.n_p}{2000.d_i} \frac{G_t^2}{s.\phi} \quad (2.33)$$

$$f = 0,4137 \times (Re)^{-0,2585}$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{water}}$$

Maka total *pressure* pada *nozzle* adalah :

$$\Delta P_{vap\ in} = 5 \times 10^{-4} \frac{Gt^2}{s} \quad (2.34)$$

Dimana: L = Panjang penukar panas (m)
 Np = Jumlah *tube pass*
 ΔP_{tube} = *Pressure drop* pada *tube* (Pa)
 F = friction factor
 S = fluid specific gravity
 di = Diameter dalam *tubes* (m)

2.9.2 Pressure Drop pada shell

Pressure drop pada *shell tube* dipengaruhi diameter dalam *shell*, jumlah *baffle*, jumlah *tube* yang dilewati oleh *fluida* dan *friction factor*. *Pressure drop* dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$\Delta P_{s,total} = \Delta P_{liq\ in,s} + \Delta P_{liq\ out,s} + \Delta P_{vap\ out,s} \quad (2.35)$$

$$\Delta P_{in,s} = \Delta P_{out,s} = 7,5 \times 10^{-4} N_s \frac{G_s^2}{s} \quad (2.36)$$

Dimana: $\Delta P_{in,t}$ = *Pressure drop inlet shell* (kPa)
 $\Delta P_{out,t}$ = *Pressure drop outlet shell* (kPa)
 Gs = *mass flux shell side* (kg/m²s)
 N_s = Number shell and series

2.10 HTRI

HTRI Xchanger Suite adalah salah satu perangkat lunak yang dikembangkan oleh *HTRI (Heat Transfer Research, Inc.)*. Didirikan pada tahun 1962 berdasarkan teknologi perpindahan panas, penelitian, perangkat lunak dan layanan. *HTRI Xchanger Suite* digunakan untuk mengevaluasi, mensimulasikan, dan/atau merancang berbagai macam peralatan perpindahan panas, seperti penukar panas *shell and tube* dan *tubeless*, AC, dan *economizers*, serta pemanas bahan bakar. Semua komponen suite Xchanger sangat fleksibel, dengan memungkinkan spesifikasi geometri swapper yang ketat. Kemampuan ini memanfaatkan sepenuhnya korelasi dan perpindahan panas serta penurunan tekanan yang memberikan prediksi kinerja paling akurat untuk setiap penukar panas. *HTRI Xchanger Suite* memiliki 3 proses analisis, yaitu sebagai berikut :

1. *Design*, yang berfungsi untuk menentukan rancangan dari penukar panas yang diinginkan dengan cara melakukan *input data duty* dan syarat dasar merancang penukar panas.
2. *Rating*, yang berfungsi untuk melakukan proses analisis dan menguji kinerja penukar panas sehingga dapat dilakukan optimasi lebih lanjut.

3. *Simulation*, yang berfungsi untuk melakukan proses analisis dari penukar panas dengan cara memasukkan data geometri tanpa data *duty* penukar panas.

PERFORMANCE OF ONE UNIT			
		Shell Side	Tube Side
Fluid name		Solvent	LP Steam
Fluid quantity, Total	1000-kg/hr	101,849	10,258
Temperature (In/Out)	C	120,36 / 121,04	150 / 138,5
Vapor weight fraction (In/Out)			
Inlet pressure	kgf/cm2A	2,045	4,033
Pressure drop, allow.	kgf/cm2	0,178	0,5
Fouling resistance (min)	m2-hr-C/kcal	0,002	1e-4
Exchanger duty	MM kcal/hr	5,369	

CONSTRUCTION OF ONE SHELL			
		Shell Side	Tube Side
Design/Test pressure	kgf/cm2G	3,5	5,3
Design temperature	C	160	315
Number passes per shell		2	3
Corrosion allowance	mm	0	3
Connection	In mm	1 @ 692,15	1 @ 304,8
Size & Rating	Out mm	1 @ 488,95	0 @ 154,051
Tube No.	OD 19,05	mm	Thk(avgl) 1,65
Tube type	Plain	Material SA-213 TP316L Tube (S) S31603	Length 6100
Shell	SA-516 70 PL K02700	ID 1380	OD 1405,4
Shell cover			Pitch 25,4
Channel or bonnet			Tube pattern 30
Channel cover			
Tube sheet-stationary			
Tube sheet-floating			
Floating head cover			
Baffles-cross	Type None	%Cut	Spacing(c/d)
Baffles-long	Orientation		Inlet mm
Supports-tube	Seal type		Outlet mm
Supports-tube	U-bend		Type Full support

Gambar 2. 18 Mode case Design

PERFORMANCE OF ONE UNIT			
		Shell Side	Tube Side
Fluid name		Solvent	LP Steam
Fluid quantity, Total	1000-kg/hr	101,849	10,258
Temperature (In/Out)	C	120,36 / 121,04	150 / 138,5
Vapor weight fraction (In/Out)			
Inlet pressure	kgf/cm2A	2,045	4,033
Pressure drop, allow.	kgf/cm2	0,178	0,5
Fouling resistance (min)	m2-hr-C/kcal	0,002	1e-4
Estimated exchanger duty	MM kcal/hr	5,369	

CONSTRUCTION OF ONE SHELL			
		Shell Side	Tube Side
Design/Test pressure	kgf/cm2G	3,5	5,3
Design temperature	C	160	315
Number passes per shell		2	3
Corrosion allowance	mm	0	3
Connection	In mm	1 @ 692,15	1 @ 304,8
Size & Rating	Out mm	1 @ 488,95	0 @ 154,051
Tube No.	OD 19,05	mm	Thk(avgl) 1,65
Tube type	Plain	Material SA-213 TP316L Tube (S) S31603	Length 6100
Shell	SA-516 70 PL K02700	ID 1380	OD 1405,4
Shell cover			Pitch 25,4
Channel or bonnet			Tube pattern 30
Channel cover			
Tube sheet-stationary			
Tube sheet-floating			
Floating head cover			
Baffles-cross	Type None	%Cut	Spacing(c/d)
Baffles-long	Orientation		Inlet mm
Supports-tube	Seal type		Outlet mm
Supports-tube	U-bend		Type Full support

Gambar 2. 20 Mode case Simulation

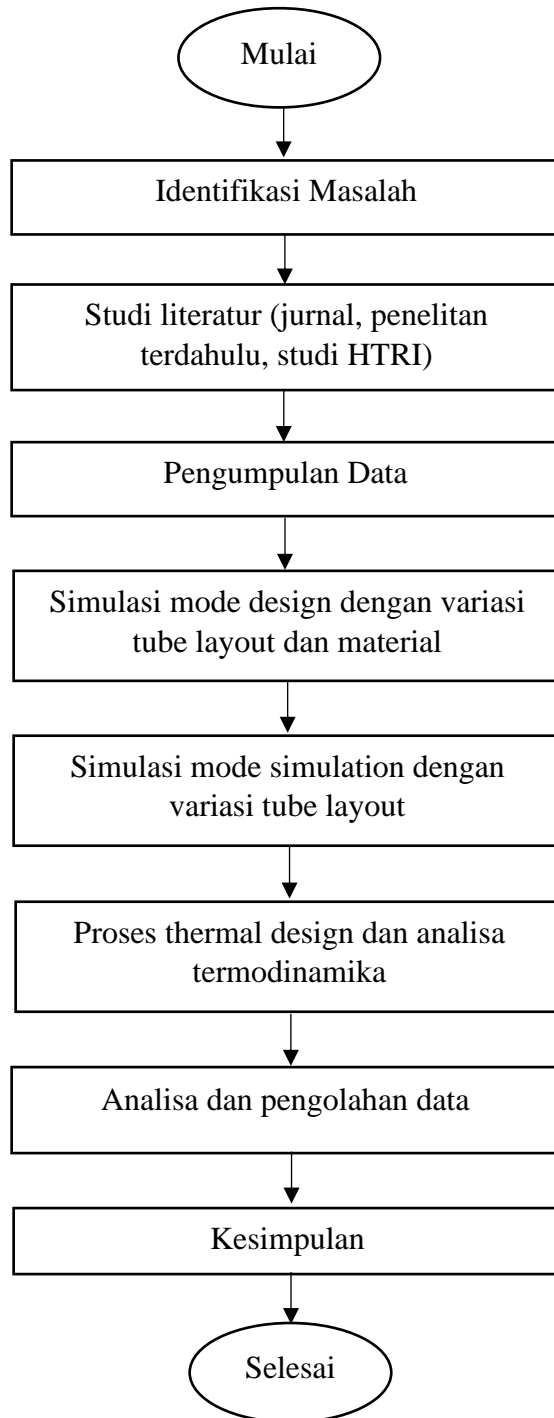
PERFORMANCE OF ONE UNIT			
		Shell Side	Tube Side
Fluid name		Solvent	LP Steam
Fluid quantity, Total	1000-kg/hr	101,849	10,258
Temperature (In/Out)	C	120,36 / 121,04	150 / 138,5
Vapor weight fraction (In/Out)			
Inlet pressure	kgf/cm2A	2,045	4,033
Pressure drop, allow.	kgf/cm2	0,178	0,5
Fouling resistance (min)	m2-hr-C/kcal	0,002	1e-4
Exchanger duty	MM kcal/hr	5,369	

CONSTRUCTION OF ONE SHELL			
		Shell Side	Tube Side
Design/Test pressure	kgf/cm2G	3,5	5,3
Design temperature	C	160	315
Number passes per shell		2	3
Corrosion allowance	mm	0	3
Connection	In mm	1 @ 692,15	1 @ 304,8
Size & Rating	Out mm	1 @ 488,95	0 @ 154,051
Tube No.	OD 19,05	mm	Thk(avgl) 1,65
Tube type	Plain	Material SA-213 TP316L Tube (S) S31603	Length 6100
Shell	SA-516 70 PL K02700	ID 1380	OD 1405,4
Shell cover			Pitch 25,4
Channel or bonnet			Tube pattern 30
Channel cover			
Tube sheet-stationary			
Tube sheet-floating			
Floating head cover			
Baffles-cross	Type None	%Cut	Spacing(c/d)
Baffles-long	Orientation		Inlet mm
Supports-tube	Seal type		Outlet mm
Supports-tube	U-bend		Type Full support

Gambar 2. 19 Mode case Rating

BAB III METODOLOGI

3.1 *Flowchart* Penelitian



Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian

3.2 Identifikasi Masalah

Permasalahan yang diidentifikasi adalah faktor-faktor yang mempengaruhi kinerja dari *kettle reboiler* pada *Acid Gas Enrichment (AGE)* sistem, diantaranya adalah pemilihan kemiringan *tube layout* dan pemilihan material *kettle reboiler* itu sendiri.

3.3 Studi Literatur

Studi literatur berguna untuk menambah wawasan dan pertimbangan-pertimbangan untuk menunjang perancangan *kettle reboiler*. Studi literatur didapatkan melalui jurnal, buku maupun artikel ilmiah.

3.4 Pengumpulan Data

Untuk melakukan perancangan dibutuhkan data proses flow yang dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

Reference Temperature		Enthalpy (normalized)	Vapour properties		Liquid Properties								
°C	kg/kg	Weight %	Density kg/m ³	Specific Heat kcal/kg °C	Viscosity (cP)	Thermal Conductivity kcal/m.h.°C	Density kg/m ³	Specific Heat kcal/kg °C	Viscosity (cP)	Thermal Conductivity kcal/m.h.°C	Surface Tension N/m	Critical Pressure kg/cm ²	Critical Temperature °C
120.36	-356.66						963	1	0.552	0.4479	0.0386	210.27	376.39
120.51	-351.40	0.014	0.9998	0.5010	0.013	0.0223	963	1	0.556	0.4464	0.0385	209.76	376.48
120.57	-346.14	0.028	0.9997	0.5009	0.013	0.0223	963	1	0.562	0.4450	0.0385	209.54	376.51
120.63	-340.88	0.042	0.9996	0.5008	0.013	0.0223	963	1	0.567	0.4435	0.0384	209.34	376.55
120.69	-335.63	0.056	0.9995	0.5007	0.013	0.0223	963	1	0.573	0.4420	0.0383	209.13	376.59
120.74	-330.38	0.070	0.9994	0.5006	0.013	0.0223	963	1	0.579	0.4405	0.0383	208.93	376.62
120.80	-325.14	0.084	0.9993	0.5005	0.013	0.0223	963	1	0.585	0.4390	0.0382	208.72	376.66
120.86	-319.86	0.098	0.9992	0.5004	0.013	0.0223	963	1	0.592	0.4375	0.0381	208.53	376.69
120.92	-314.59	0.112	0.9991	0.5003	0.013	0.0223	964	1	0.598	0.4360	0.0381	208.32	376.73
120.98	-309.32	0.126	0.9990	0.5002	0.013	0.0223	964	1	0.605	0.4331	0.0380	208.11	376.76
121.04	-304.04	0.140	0.9989	0.5001	0.013	0.0223	964	1	0.613	0.4316	0.0379	207.90	376.80
			(hold for density)	(hold for sp. heat)									

Gambar 3. 2 Physical Properties Fluida

Condition		Hot Fluid		Cold Fluid	
Fluid Allocation	Tube Side	Tube Side	Shell Side	Shell Side	Solvent
Fluid Name	LP Steam	LP Steam			
Position	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	
Total Flowrate (Note 1)	kg/hr	120% x 10,258	120% x 10,1849.00	120% x 91,872.70	
Liquid	kg/hr	-	120% x 10,258	120% x 91,872.70	
Vapour	kg/hr	-	-	-	
Steam	kg/hr	120% x 10,258	-	-	120% x 9,976.27
Aqueous	kg/hr	-	-	-	-
Non Condensable	kg/hr	-	-	-	-
Temperature	°C	150.0	138.5	120.36	121.04
Inlet Pressure	kg/cm ²		3		1.0118
Max. Allowable Pressure Drop	kg/cm ²		0.5 (NOTE 2)		0.002 (NOTE 2, 3)
Fouling Resistance (mfs)	m ² .hr.°C/kcal		0.178 kg/cm ² / 2.5 psi		
Heat Exchanged (Note 1)	kW				
LMTD (Corrected)	°C				
Transfer Rate	kcal/hr.m ²				

Gambar 3. 3 Process data sheet

Tabel 3.4.1 Input HTRI

Company	PT. KILANG PERTAMINA INTERNASIONAL
Contractor	Rekind
Project	Pekerjaan Pembuatan FEED Proyek Bio Refinery Kilang Plaju
Doc. No.	V2002-400-PDS-GEB-RE-0009
Sheet No.	8 of 10
Plant Location	Refinery Unit III-Plaju-Sungai Gerong, Palembang, Indonesia
Service	AGE Reboiler
Type	TEMA type BKU
Orientation	Horizontal

Performance

Condition		Hot fluid		Cold Fluid	
Fluid Allocation		Tube side		Shell Side	
Fluid Name		LP steam		solvent	
Position		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Total Flowrate	Kg/h	10,258		101,849	
Temperature	°C	150	138,5	120,36	121,04
Inlet Pressure	Kg/cm ² g	3		1.0118	
Max. Allowable Pressure Drop	Kg/cm ² g	0.5		0.178	
Heat Exchanged (note1)	kW	9592			

Construction of Shell

Location		Tube side	shell Side
Design Pressure	Kg/cm ² g	5.3/FV@165C	3.5/FV165C
Design Temperatur	°C	315/20	160/20
Corrosion Allowance	mm	3	0
Nozzle connection size and rating	Inlet Nozzle	150#	150#
	Outlet Nozzla	150#	150#

Material and Geometry

Tube		Shell	
OD (mm)	19,05	Shell Material	-
Thickness of Tube (mm)	1.65	Shell Cover	-
Length of Tube (mm)	6.1	Tube Support Material	-
Pitch of Tube (mm)	25,4	Tubesheet-Stationary	-
Tube Material	-		

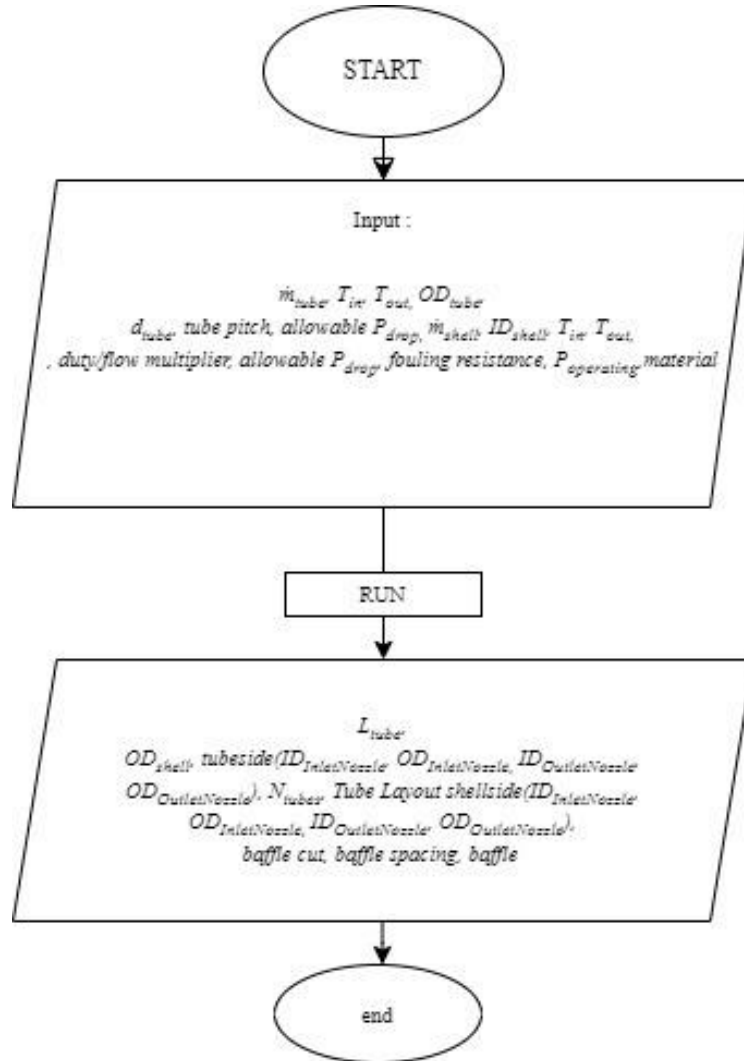
Tabel 3.4.2 Input Physical Properties Amine

			Vapor Properties			
Reference Temperature	Enthalpy Normalized	Vaporized	Density	Specific Heat	Viscosity	Thermal Conductivity
°C	kcal/Kg	Weight %	Kg/m ³	kcal/Kg.C	cP	kcal/m.hr.C
120,36	-356,66				0,013	0,0223
120,51	-351,4	0,014	0,9998	0,501	0,013	0,0223
120,57	-346,14	0,028	0,9997	0,5009	0,013	0,0223
120,63	-340,88	0,042	0,9996	0,5008	0,013	0,0223
120,69	-335,63	0,056	0,9995	0,5007	0,013	0,0223
120,74	-330,38	0,07	0,9994	0,5006	0,013	0,0223
120,80	-325,14	0,084	0,9993	0,5005	0,013	0,0223
120,86	-319,86	0,098	0,9992	0,5004	0,013	0,0223
120,92	-314,59	0,112	0,9991	0,5003	0,013	0,0223
120,98	-309,23	0,126	0,999	0,5002	0,013	0,0223
121,04	-304,04	0,14	0,9989	0,5001	0,013	0,0223
Liquid Properties						
Density	Spesific Heat	Viscosity	Thermal Conductivity	Surface Pressure	Critical Pressure	Critical Temperature
Kg/m ³	kcal/Kg.C	cP	kcal/m.hr.C	N/m	Kg.cm ² g	°C
963	1	0,552	0,4479	0,0386	210,27	376,39
963	1	0,556	0,4464	0,0385	209,76	376,48
963	1	0,562	0,4450	0,0385	209,54	376,51
963	1	0,567	0,4435	0,0384	209,34	376,55
963	1	0,573	0,4420	0,0383	209,13	376,59
963	1	0,579	0,4405	0,0383	208,93	376,62
963	1	0,585	0,4390	0,0382	208,72	376,66
963	1	0,592	0,4375	0,0381	208,53	376,69
963	1	0,598	0,4360	0,0381	208,32	376,73
963	1	0,605	0,4331	0,0380	208,11	376,76
963	1	0,613	0,4316	0,0379	207,9	376,8

3.5 Flowchart Simulasi

Simulasi terbagi menjadi 3 case yaitu *case design*, *case rating*, dan *case simulasi*. Berikut flowchart simulasi ketiga *mode case* :

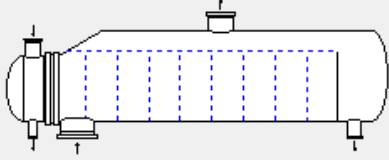
3.5.1 Simulasi Mode Case Design



Gambar 3. 4 Flowchart Mode Design

3.5.2 Input Mode Case Design

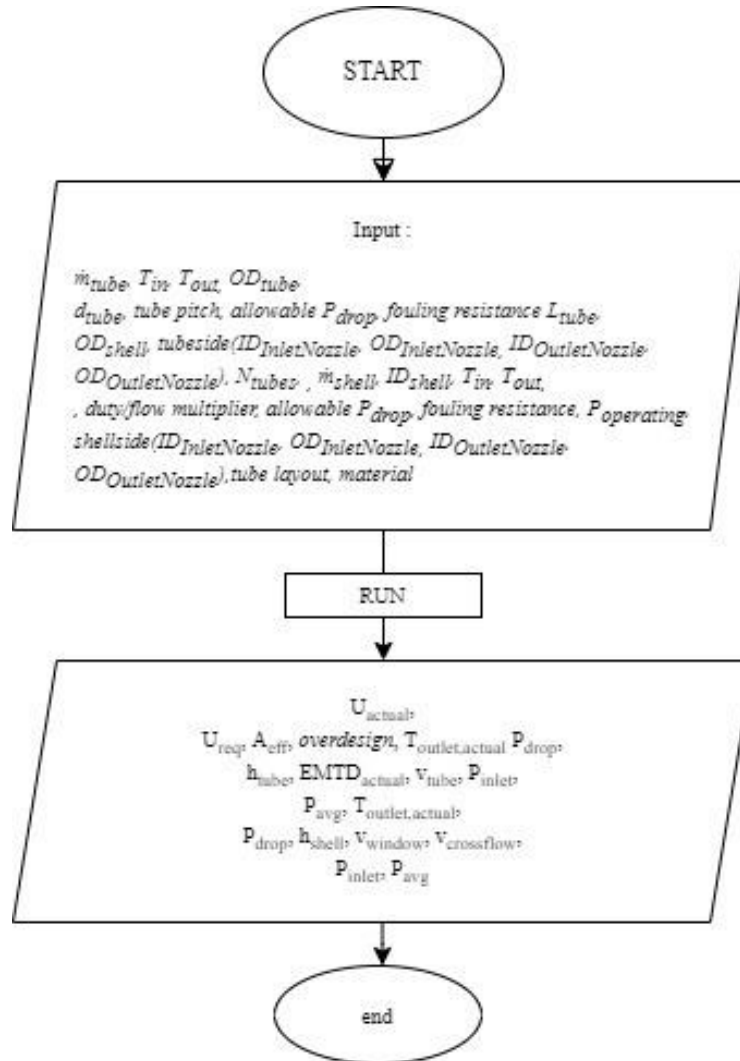
Menginput data-data yang telah didapatkan, lalu memvariasikan input *material* dan *angle tube layout*.

HTRI												
Case mode	Design				Service type	Kettle reboiler						
Customer	PT KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL				Job No.	AGE REBOILER						
Address					Reference No.	Hanindito Haryotomo Bayu						
Location	Refinery Unit III Plaju, Sungai Gerong, Palembang Indonesia				Proposal No.							
Service of unit	INEOS SIMULATION				Date	Rev						
Type	B	K	U	Orientation	Horizontal					Item No.		
Hot fluid	Tubeside			Unit angle	Connected in 1 parallel 1 series							
PERFORMANCE OF ONE UNIT												
Fluid allocation		Shell Side				Tube Side						
Fluid name		Solvent				LP Steam						
Fluid quantity, Total		1000-kg/hr		101,849		10,258						
Temperature (In/Out)		C		120,36 / 121,04		150		138,5				
Vapor weight fraction (In/Out)												
Inlet pressure		kgf/cm2A		2,045		4,033						
Pressure drop, allow.		kgf/cm2		0,178		0,5						
Fouling resistance (min)		m2-hr-C/kcal		0,002		1e-4						
Exchanger duty		MM kcal/hr		5,369								
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)							
Design/Test pressure		kgf/cm2G		3,5 / 5,3								
Design temperature		C		160 / 315								
Number passes per shell				1								
Corrosion allowance		mm		0 / 3								
Connection Size & Rating		In mm		1 @ 692,15						1 @ 304,8		
		Out mm		1 @ 488,95		0 @ 154,051						
		Intermediate		@		@						
Tube No.	OD	19,05	mm	Thk(avg)	1,65	mm	Length	6100	mm	Pitch	25,4	mm
Tube type	Plain	Material				SA-213 TP316L Tube (S) S31603		Tube pattern		30		
Shell	SA-516 70 Pl. K02700	ID	1380	OD	1405,4	mm	Shell cover					
Channel or bonnet							Channel cover					
Tubesheet-stationary							Tubesheet-floating					
Floating head cover							Imp. Prot.		Yes		Rods	
Baffles-cross			Type		None		%Cut		Spacing(c/c)		Inlet mm	
			Orientation				Crosspasses		Outlet		mm	
Baffles-long							Seal type					
Supports-tube							U-bend		Type		Full support	
Input										Remarks		

Gambar 3. 5 Input Mode case design

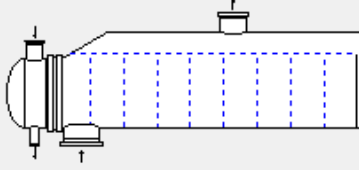
3.5.3 Flowchart Simulasi Mode Rating

Data-data *output* yang telah didapatkan dari simulasi *mode case design* lalu dimasukkan pada input *mode rating*.



Gambar 3. 6 Flowchart Mode Rating

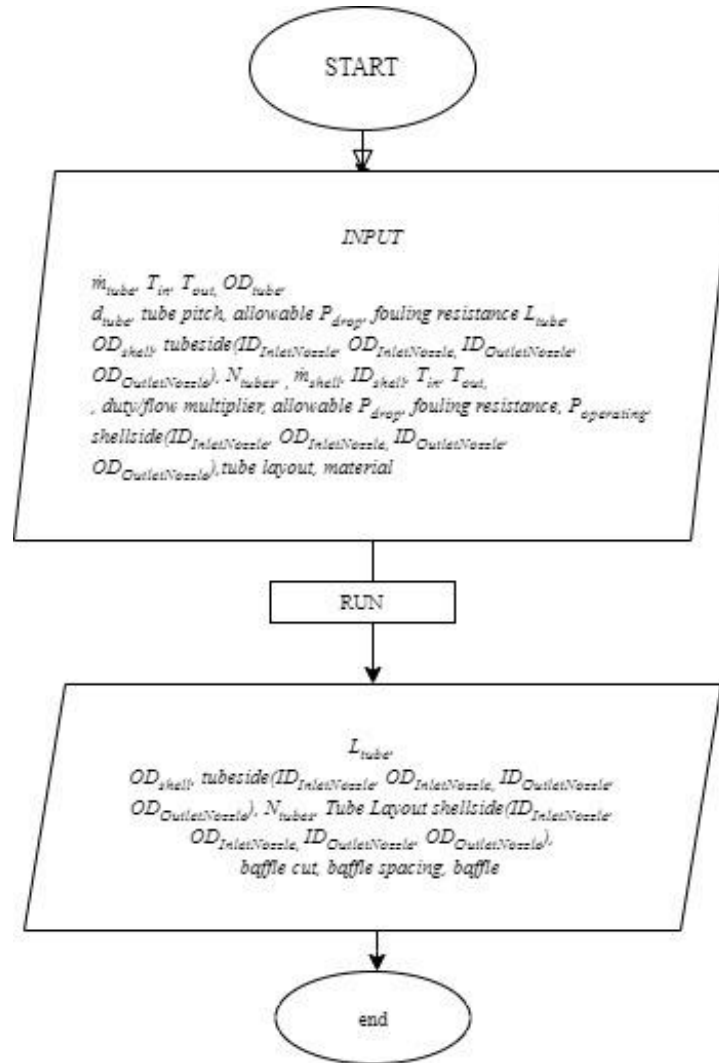
3.5.4 Input Mode Case Rating

HTRI										
Case mode	Rating				Service type	Kettle reboiler				
Customer	PT KILANG PERTAMINA INTERNATIONAL				Job No.	AGE REBOILER				
Address					Reference No.	Hanindito Haryotomo Bayu				
Location	Refinery Unit III Plaju, Sungai Gerong, Palembang Indonesia				Proposal No.					
Service of unit	INEOS SIMULATION				Date	Rev				
Type	B	K	U		Orientation	Horizontal				
Hot fluid	Tubeside			Unit angle	Connected in	1	parallel	1	series	
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation		Shell Side				Tube Side				
Fluid name		Solvent				LP Steam				
Fluid quantity, Total		1000-kg/hr		101,849		10,258				
Temperature (In/Out)		C		120,36		121,04		150		
Vapor weight fraction (In/Out)								138,5		
Inlet pressure		kgf/cm2A		2,045		4,033				
Pressure drop, allow.		kgf/cm2		0,178		0,5				
Fouling resistance (min)		m2-hr-C/kcal		0,002		1e-4				
Exchanger duty		MM kcal/hr		5,369						
CONSTRUCTION OF ONE SHELL								Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)		
Design/Test pressure		kgf/cm2G		3,5		5,3				
Design temperature		C		160		315				
Number passes per shell						2				
Corrosion allowance		mm		0		3				
Connection Size & Rating		In mm		1 @ 692,15		1 @ 304,8				
		Out mm		1 @ 488,95		0 @ 154,051				
		Intermediate		@		@				
Tube No.	OD	19,05	mm	Thk(avg)	1,65	mm	Length	6100	mm	
	Pitch								25,4	
Tube type	Plain	Material				SA-213 TP316L Tube (S) S31603		Tube pattern		30
Shell	SA-516 70 PI. K02700	ID	1380	OD	1405,4	mm	Shell cover			
Channel or bonnet						Channel cover				
Tubesheet-stationary						Tubesheet-floating				
Floating head cover						Imp. Prot.	Yes	Rods		
Baffles-cross	Type	None		%Cut		Spacing(c/c)		Inlet		
	Orientation					Crosspasses		Outlet		
Baffles-long						Seal type				
Supports-tube						U-bend		Type	Full support	
Input		Remarks								

Gambar 3. 7 Input mode case rating

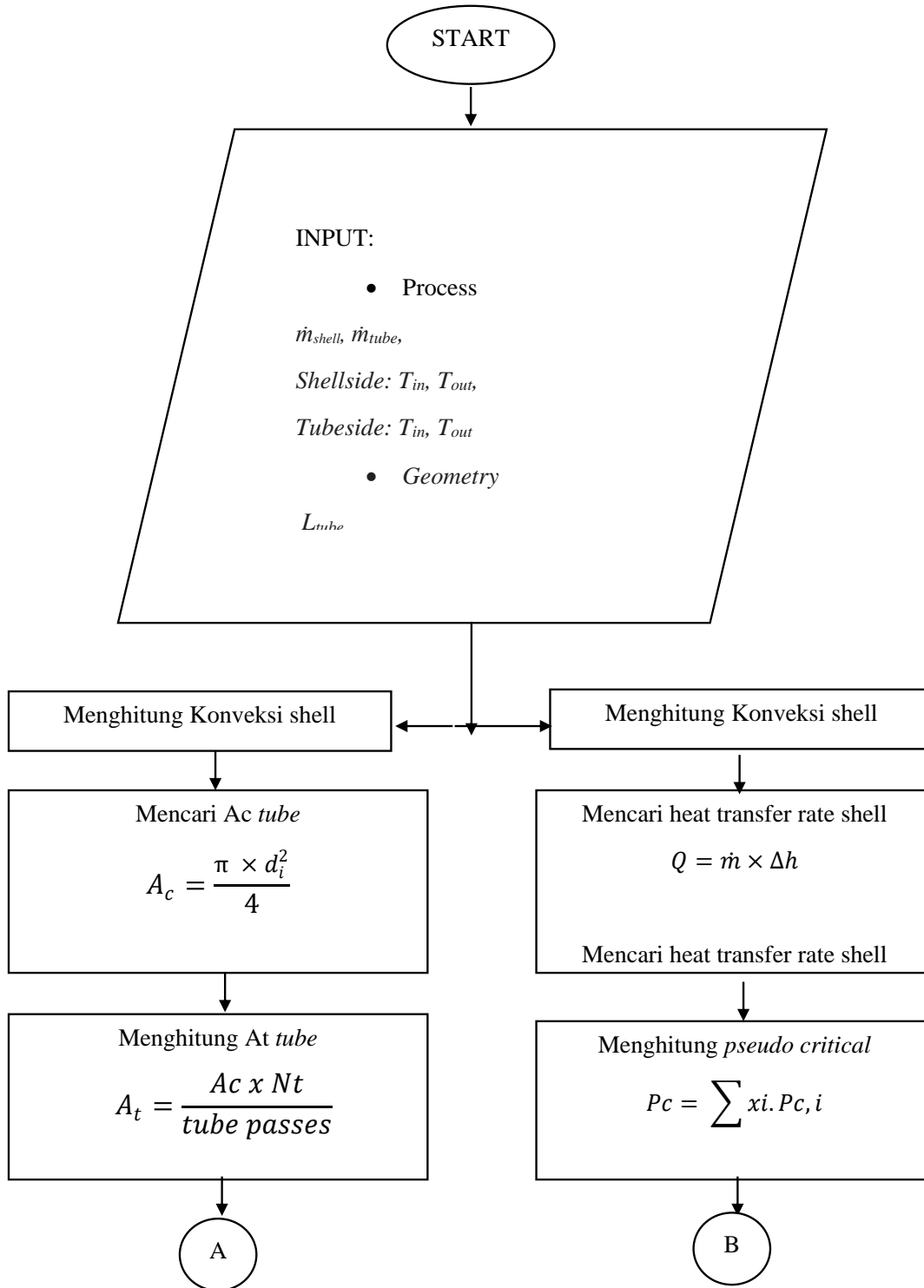
3.5.5 Flowchart Case Simulation

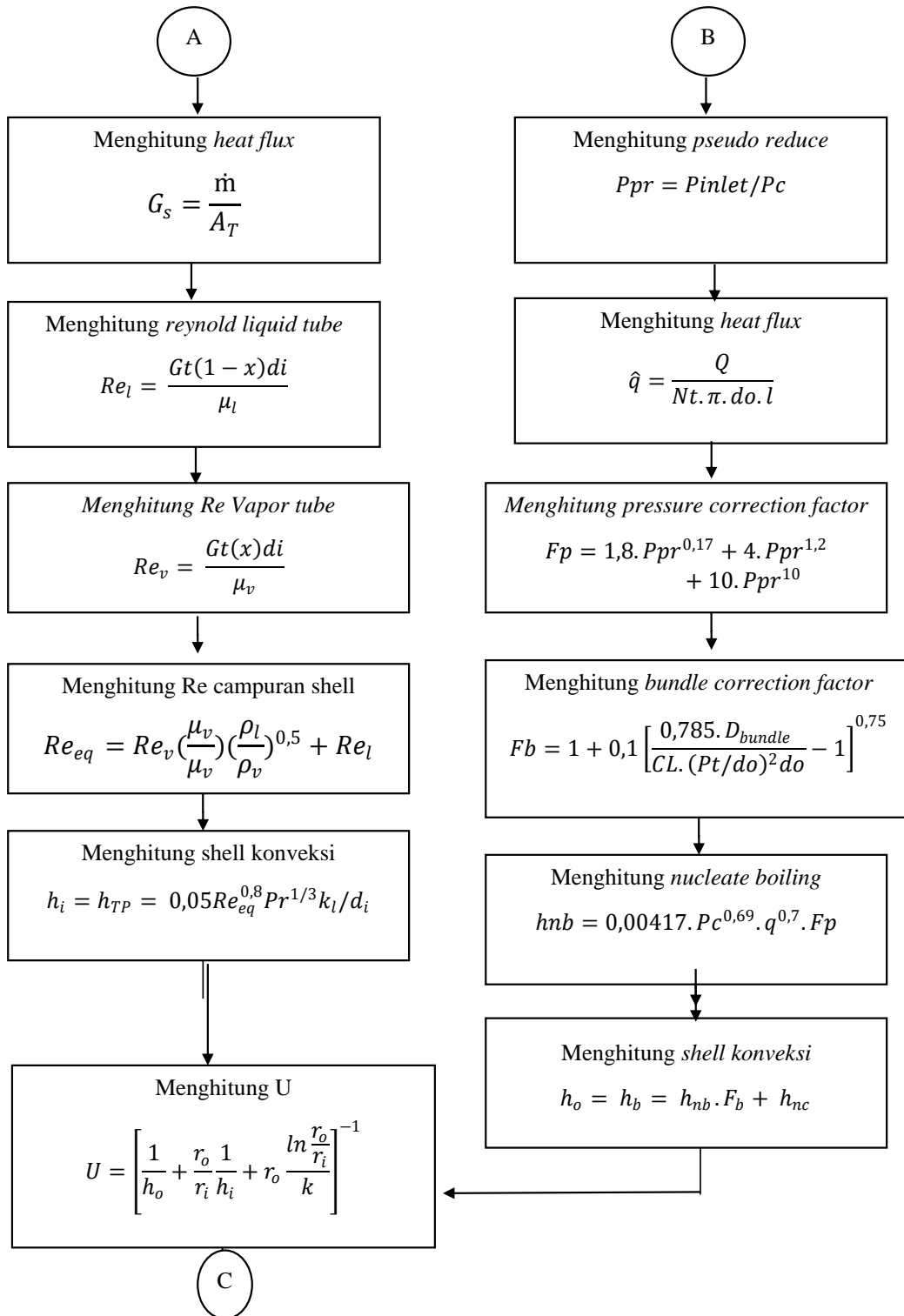
Case simulation bertujuan untuk mendapatkan *performa kettle reboiler* pada kondisi *actual*.

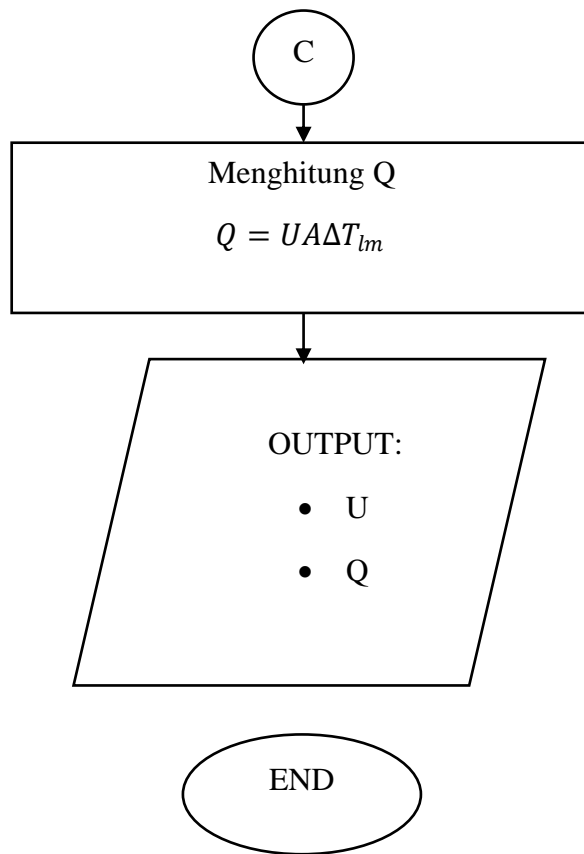


Gambar 3. 8 Flowchart Mode Simulation

3.6 Flowchart Perhitungan Termodinamika

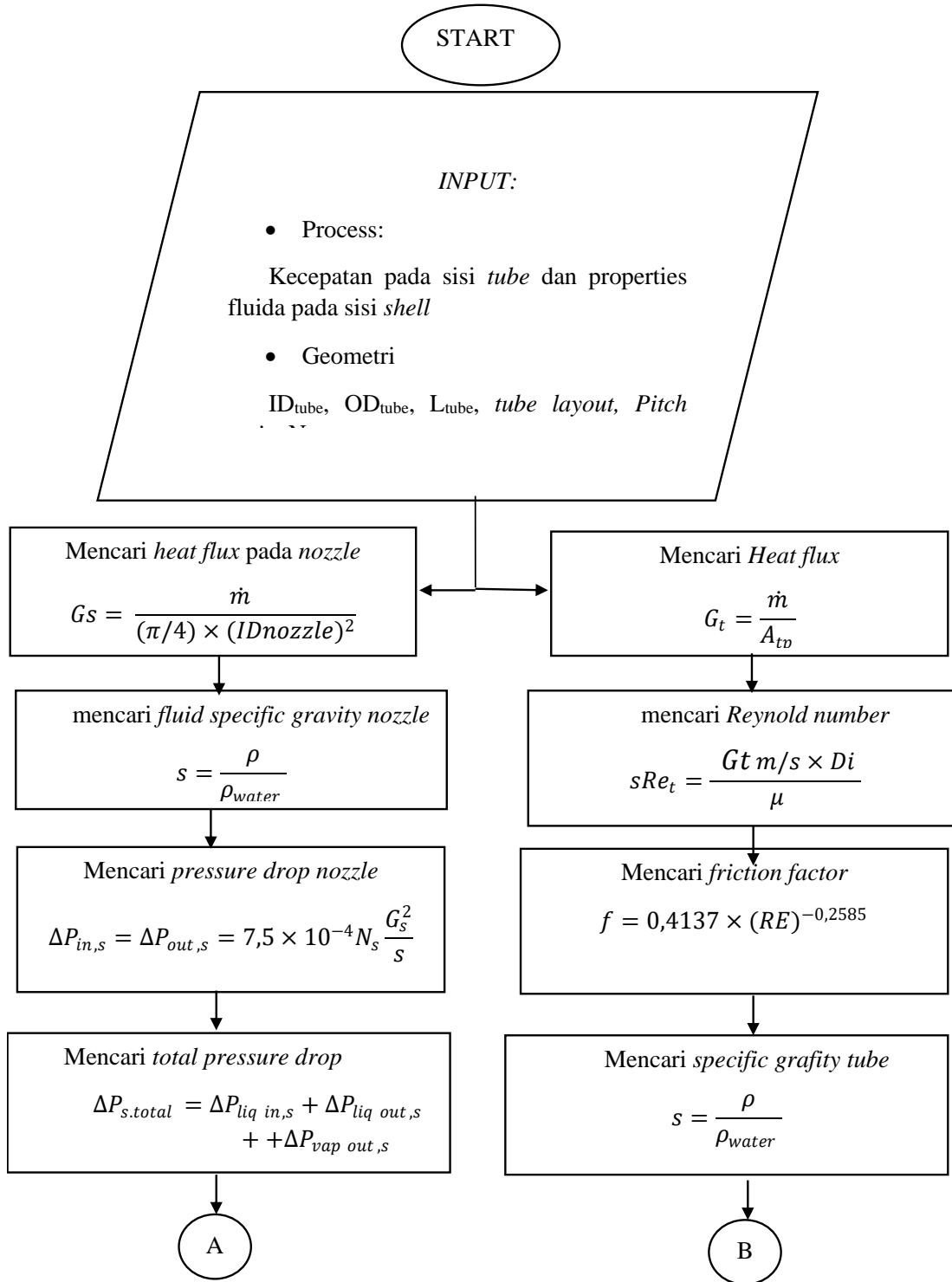


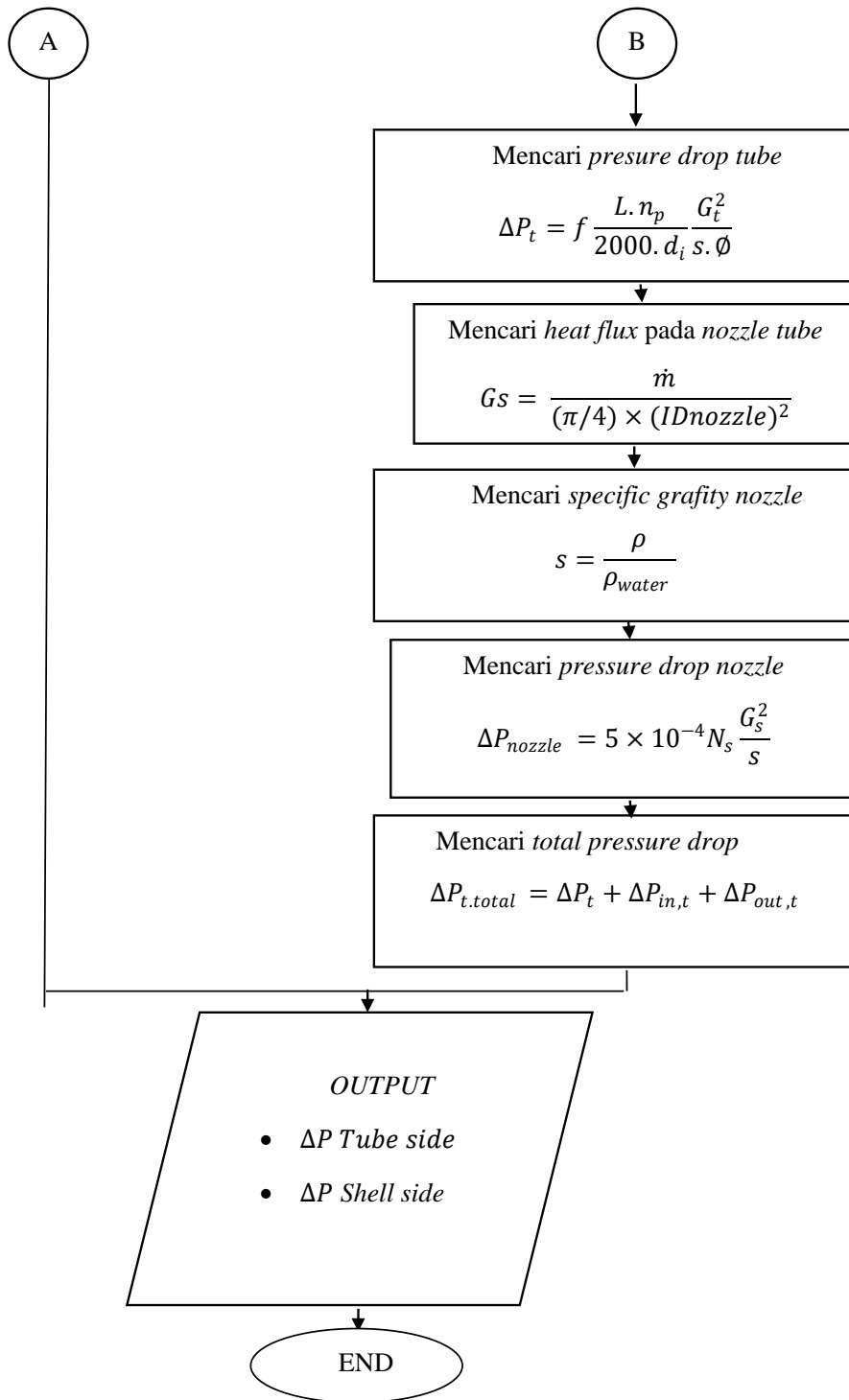




Gambar 3.9 Flowchart Termodinamika

3.7 Flowchart Perhitungan Pressure Drop

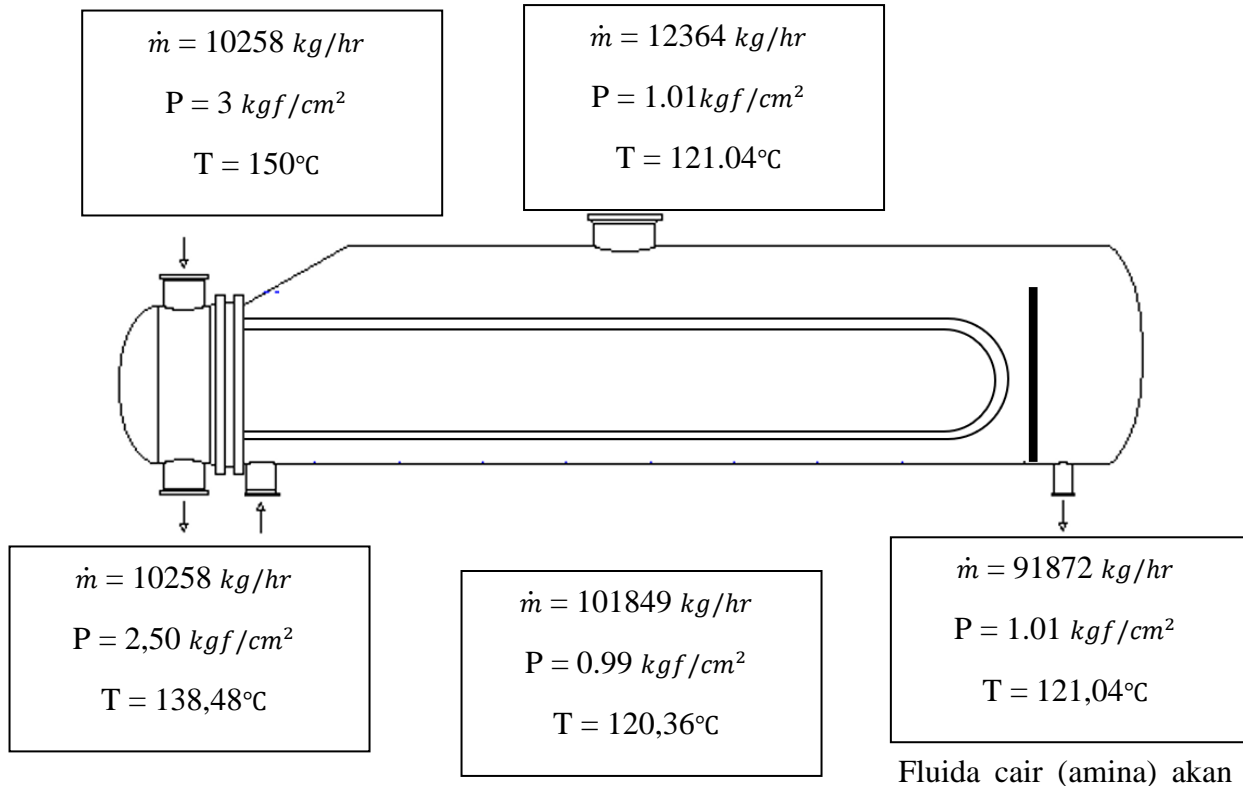




Gambar 3.9 Flowchart Pressure drop

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 AGE Load Analysis



Gambar 4.1 Analisis load AGE kettle reboiler

memasuki Shell Kettle reboiler pada suhu 120,4C, amina akan dipanaskan menggunakan fluida uap (LP Steam) yang memasuki tube pada suhu 150C, sehingga akan terjadi perubahan phase pada amina dari liquid menjadi uap dan akan keluar melalui outlet shell dengan suhu 121C sedangkan LP steam yang memanaskan amina akan keluar melalui tube outlet dengan suhu 138,5C.

4.2 Simulasi dengan software HTRI

Simulasi akan dilakukan dengan tiga tahapan, yaitu mode design, mode rating, dan mode simulation

4.2.1 Mode Design

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name			amina		lp steam	
Flow rate (1000-kg/hr)			101,95		10,258	
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)		0,0000	0,1400	1,0000	0,0000	
Inlet/Outlet T (Deg C)		120,36	121,04	150,00	138,50	
Inlet P/Avg (kgf/cm2A)		2,213	2,213	4,033	4,023	
dP/Allow. (kgf/cm2)		1,43e-3	0,178	0,021	0,500	
Fouling (m2-hr-C/kcal)			0,002000		0,000100	
Exchanger Performance						
Shell h (kcal/m2-hr-C)		3149,5	Actual U (kcal/m2-hr-C)		374,80	
Tube h (kcal/m2-hr-C)		12810	Required U (kcal/m2-hr-C)		154,18	
Hot regime (-)		Gravity	Duty (MM kcal/hr)		5,3411	
Cold regime (-)		Flow	Eff. area (m2)		1568,3	
EMTD (Deg C)		22,2	Overdesign (%)		143,09	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type (-)		BKU	Baffle type		Support	
Shell ID (mm)		1750,0	Baffle cut (Pct Dia.)			
Series (-)		1	Baffle orientation (-)			
Parallel (-)		1	Central spacing (mm)		1203,0	
Orientation (deg)		0,00	Crosspasses (-)		1	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type (-)		Plain	Shell inlet (mm)		680,95	
Tube OD (mm)		19,050	Shell outlet (mm)		480,95	
Length (mm)		6096,	Inlet height (mm)		12,124	
Pitch ratio (-)		1,3333	Outlet height (mm)		12,124	
Layout (deg)		30	Tube inlet (mm)		288,85	
Tube count (-)		4034	Tube outlet (mm)		140,95	
Tube Pass (-)		4				
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions		
Shell	11,90	Min	Max	A	0,000	
Tube	3,54	Tubeside	9,55e-2	6,66	B	0,913
Fouling	79,49	Crossflow	8,91e-2	1,67	C	0,000
Metal	5,07	Window	--	--	E	0,000
					F	0,087

Gambar 4.2 Output Mode Design

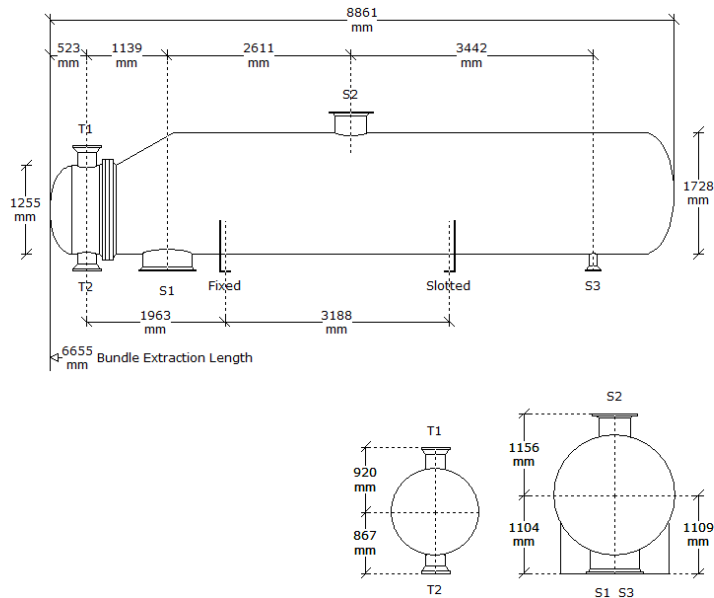
Dari mode design didapatkan set paramareter geometri yang memiliki nilai overdesign 143,09. Geometri ini akan dimodifikasi pada mode rating agar nilai dari overdesign sesuai dengan kebutuhan yang diinginkan.

4.2.2 Mode rating

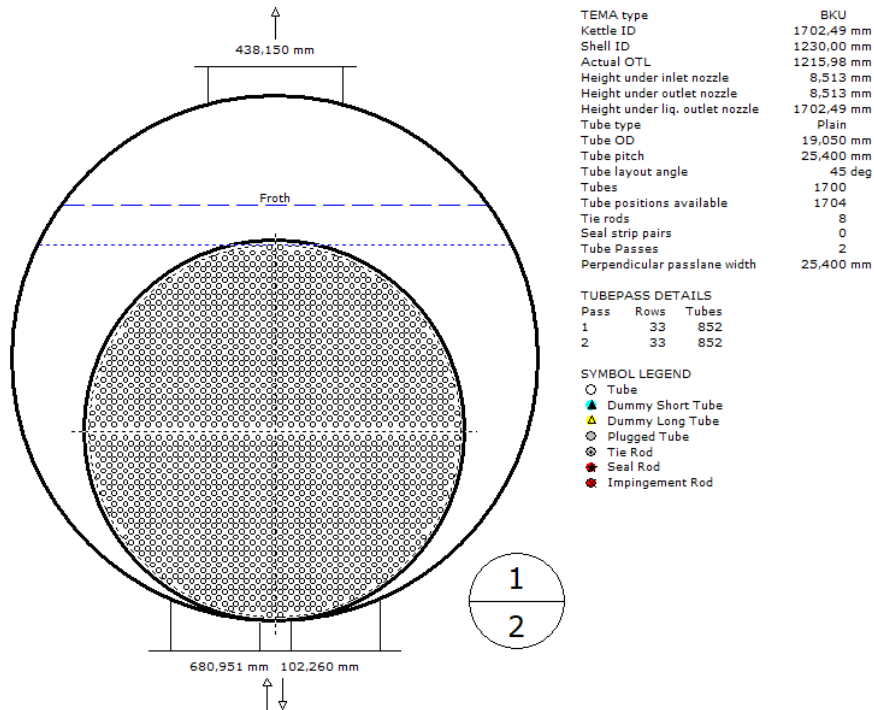
Mode Rating digunakan untuk mengoptimalisasi design yang telah didapatkan dari mode Design sampai dengan nilai *overdesign* yang diinginkan.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name						
Flow rate	(1000-kg/hr)		101,85		10,258	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,1400	1,0000	0,0000	
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120,36	121,04	150,00	138,50	
Inlet P/Avg	(kgf/cm2A)	2,163	2,162	4,033	4,025	
dP/Allow.	(kgf/cm2)	1,91e-3	0,178	0,017	0,500	
Fouling	(m2-hr-C/kcal)		0,002000		0,000100	
Exchanger Performance						
Shell h	(kcal/m2-hr-C)	3261,4	Actual U	(kcal/m2-hr-C)	377,22	
Tube h	(kcal/m2-hr-C)	13715	Required U	(kcal/m2-hr-C)	370,39	
Hot regime	(-)		Gravity	(MM kcal/hr)	5,3411	
Cold regime	(-)	Flow	Eff. area	(m2)	647,39	
EMTD	(Deg C)	22,3	Overdesign	(%)	1,84	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type		Support	
Shell ID	(mm)	1230,0	Baffle cut	(Pct Dia.)		
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)		
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)	1207,8	
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(-)	1	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)	680,95	
Tube OD	(mm)	19,050	Shell outlet	(mm)	438,15	
Length	(mm)	6096,	Inlet height	(mm)	8,513	
Pitch ratio	(-)	1,3333	Outlet height	(mm)	8,513	
Layout	(deg)	45	Tube inlet	(mm)	258,88	
Tube count	(-)	1700	Tube outlet	(mm)	258,88	
Tube Pass	(-)	2				
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions		
Shell	11,57	Min	Max	A	0,000	
Tube	3,33	Tubeside	0,30	7,70	B	1,000
Fouling	80,01	Crossflow	0,11	1,85	C	0,000
Metal	5,10	Window	--	--	E	0,000
					F	0,000

Gambar 4.3 Output Mode Rating



Gambar 4 4 Kettle Reboiler Geometry



Gambar 4 5 Kettle Reboiler 2D Geometry

Setelah dimodifikasi didapatkan design yang sesuai dengan kebutuhan dengan mempertimbangkan nilai overdesign dan preasure drop pada heat exchanger secara teoritis.

4.3 Contoh Perhitungan

4.3.1 Koefisien perpindahan panas pada shell

$$Q = \dot{m} \times \Delta h$$

$$Q = 9976 \times 41,61 + 91872 \times (-341) - 101848 \times (-357)$$

$$Q = 5,446MM \frac{kcal}{hr}$$

- Menghitung Shell Heat Transfer Coefficient

Mostinski correlation. Mostinski correlation membutuhkan fraction mole pada komposisi fluida dan juga critical pressure dalam proses menghitungnya dan berikut merupakan komposisi dari fluida amina yang masuk ke dalam kettle reboiler

Tabel 4.3.1 Komposisi Fluida Amina

composition	Fraction mole	Critical pressure
H2O	0,921031	22,064 mpa
SOLVENT	0,078873	7,52 mpa
CO2	0,000036	7,38 mpa
H2S	0,000060	8,97 mpa

Monstinski correlation

$$h_o = h_b = h_{nb} \cdot F_b + h_{nc}$$

$$h_{nb} = 0,00417 \cdot P_c^{0,69} \cdot q^{0,7} \cdot F_p$$

menghitung pseudo-critical dan pseudo-reduces

$$P_c = \sum x_i \cdot P_{c,i}$$

$$P_c = \left((0,000036 \times 7,38) + (0,000060 \times 8,97) + (0,921031 \times 22,064) + (0,078873 \times 7,52) \right) MPa * \left(1000 \frac{kPa}{MPa} \right)$$

$$P_c = 20,91555682 MPa = 20915,55682 kPa$$

$$P_{pr} = P_{inlet} / P_c$$

$$P_{pr} = \frac{99,4260447 kPa}{20915,55682 kPa} = 0,0047536886$$

Lalu mencari nilai heat flux

$$\hat{q} = \frac{Q}{Nt \cdot \pi \cdot do \cdot l}$$

$$\hat{q} = \frac{5,446 MM \frac{kcal}{hr} * (10^6 * 1.16298W)}{1700 \times \pi \times 0,01905m \times 6,096m}$$

$$q = 10217,1877W/m^2$$

Pressure correction factor sebagai berikut,

$$F_p = 1,8 \cdot P_{pr}^{0,17} + 4 \cdot P_{pr}^{1,2} + 10 \cdot P_{pr}^{10}$$

$$F_p = 1,8 \cdot (0,0047536)^{0,17} + 4(0,0047536)^{1,2} + 10 \cdot (0,0047536)^{10}$$

$$F_p = 0,7315$$

Coefficient nucleate boiling didapatkan,

$$hnb = 0,00417 \times (20915,55682)^{0,69} \times 10217,1877^{0,7} \times 0,7315$$

$$hnb = 1.870,709 W/m^2K$$

Selanjutnya dilakukan perhitungan bundle convection factor,

$$Fb = 1 + 0,1 \left[\frac{0,785 \cdot D_{bundle}}{CL \cdot (Pt/do)^2 do} - 1 \right]^{0,75}$$

$$Fb = 1 + 0,1 \left[\frac{0,785 \times 1,215 \text{ m}}{0,87 \times \left(\frac{0,0254 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right)^2 \cdot 0,01905 \text{ m}} - 1 \right]^{0,75}$$

$$Fb = 2,325$$

Karena amine merupakan salah satu senyawa hydrocarbons, maka nilai natural convection coefficient dapat diasumsikan dengan nilai $170 W/m^2K$.

$$ho = 1.870,709 \times 2,325 + 170$$

$$ho = 4.519,3984 \frac{W}{m^2K} = 3885.983148 \frac{kcal}{m^2hr^{\circ}C}$$

4.3.2 Koefisien Perpindahan Panas pada Tube

$$A_t = \frac{\pi \times d_i^2}{4}$$

$$A_t = \frac{3.14 \times 0.015748^2}{4}$$

$$A_c = 0,0001946 \text{ M}^2$$

$$A_t = \frac{A_c \times Nt}{2}$$

$$A_t = \frac{0,0001946 \times 1700}{2}$$

$$A_t = 0,16541 \text{ M}^2$$

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

$$G_s = \frac{2,85}{0,165}$$

$$G_s = 17,8125 \frac{kg}{s}$$

$$Re_l = \frac{Gt(1-x)d_i}{\mu_l}$$

$$Re_l = \frac{17,8125(1-0,5)0,015748m}{(0,19131 \times 10^{-3})Pa \cdot s}$$

$$Re_l = 733,171$$

$$Re_v = \frac{Gt(x)d_i}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{17,8125(x)0,015748m}{(0,013743 \times 10^{-3})Pa \cdot s}$$

$$Re_v = 10,205,6$$

$$Re_{eq} = Re_v \frac{\mu_v}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l$$

$$Re_{eq} = 10,205,6 \frac{(0,013743 \times 10^{-3})}{(0,19131 \times 10^{-3})} \left(\frac{922,87}{2,1639} \right)^{0,5} + 733,171$$

$$Re_{eq} = 15.395,8$$

$$h_i = h_{TP} = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{1/3} k_l / d_i$$

$$h_{TP} = 0,05(15.395,8)^{0,8} 1,2021^{1/3} 0,68294 / 0,015748m$$

$$h_{TP} = 5.157,11 \frac{W}{m^2K} = 4.434,22 \frac{kcal}{m^2 hr^\circ C}$$

4.3.3 Perhitungan U

$$U = \left[\left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \frac{d_o}{d_i} + \frac{D_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2k_{tube}} + \frac{1}{h_o} + R_{fo} \right]^{-1}$$

$$U = \left[\left(\frac{1}{5157,11} + 8,6^{-5} \right) \frac{0,01905}{0,015748} + \frac{0,01905 \ln \left(\frac{0,01905}{0,015748} \right)}{2 \times 16,3} + \frac{1}{4.519,3984} + 1,7 \times 10^{-3} \right]^{-1}$$

$$U = 421,7499840 \frac{W}{m^2 K} = 362.645955 \frac{kcal}{m^2 hr^{\circ}C}$$

4.3.4 Perhitungan Perpindahan Panas

$$Q = UA\Delta T_{lm}$$

$$Q = 362.6459 \times 619,89 \times 22,9$$

$$Q = 5,1479 \text{ MM} \frac{kcal}{kg}$$

4.3.5 Perhitungan Preasure Drop

•Menghitung Shell Pressure Drop,

$$\bullet \Delta P_{s.total} = \Delta P_{liq in,s} + \Delta P_{liq out,s} + \Delta P_{vap out,s}$$

Menghitung pressure drop pada nozzle

$$ID \text{ nozzle liq in} = 0,68095m$$

$$ID \text{ nozzle vap out} = 0,43815 m$$

$$ID \text{ nozzle liq out} = 0,68095 m$$

$$\Delta P_{in,s} = \Delta P_{out,s} = 7,5 \times 10^{-4} N_s \frac{G_s^2}{s}$$

$$G_s \text{ liq in} = \frac{28,29138 \text{ kg/s}}{(\pi/4) \times (0,68095m)^2} = 77,72570 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{water}} = \frac{963}{997} = 0,965897$$

$$P_{liq in} = 7,5 \times 10^{-4} \times 1 \times \frac{77,72570^2}{0,965897} = 0,0046 \text{ kpa}$$

$$Gs \text{ vap out} = \frac{2,7 \text{ kg/s}}{(\pi/4) \times (0,438,5\text{m})^2} = 18,44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{\text{water}}} = \frac{1,07}{997} = 0,00107$$

$$P_{\text{vap out}} = 7,5 \times 10^{-4} \times 1 \times \frac{18,51799715^2}{0,0010732} = 0,220 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{s,\text{total}} = 0,229 \text{ kPa}$$

•Menghitung Tube Pressure Drop,

$$\Delta P_{t,\text{total}} = \Delta P_t + \Delta P_{\text{in},t} + \Delta P_{\text{out},t}$$

Diawali dengan menghitung reynold number,

$$Re_t = \frac{Gtd_i}{\mu}$$

$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4 \times 2} = \frac{\pi \times 0,015748^2 \text{m} \times 1700}{8} = 0,165 \text{ m}^2$$

$$G_t = \frac{\dot{m}}{A_{tp}} = \frac{2,85}{0,165} = 17,8125$$

$$Re_t = \frac{17,8125 \text{ m/s} \times 0,015748}{(0,0139 \text{ cP} \times 1000)}$$

$$Re_t = 20180,665$$

mencari f factor,

$$f = 0,4137 \times 20180,665^{-0,2585} = 0,0319$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{\text{water}}} = \frac{2,08}{997} = 0,002086$$

Maka pressure drop pada sisi tube yaitu,

$$\Delta P_t = f \frac{L \cdot n_p}{2000 \cdot d_i \cdot s} \frac{G_t^2}{\phi}$$

$$\Delta P_t = 0,5 \left(0,0319 \frac{6,096 \times 2}{2000 \times 0,015748 \times 0,002086 \times 1} \frac{17,8125^2}{\phi} \right)$$

$$\Delta P_t = 0,939083 \text{ kPa}$$

Menghitung Pressure drop pada sisi nozzle

$$Gt \text{ vap in} = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot di^2} = \frac{2,85}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot 0,2588^2} = 54,205 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{water}} = \frac{2,08}{997} = 0,002086$$

$$\Delta P_{vap \text{ in}} = 5 \times 10^{-4} \frac{54,205^2}{0,002086} = 0,7042 \text{ kPa}$$

$$Gt \text{ liq out} = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot di^2} = \frac{2,85}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot 0,2588^2} = 54,205 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{water}} = \frac{914}{997} = 0,916750$$

$$\Delta P_{liq \text{ out}} = 5 \times 10^{-4} \frac{54,205^2}{0,916750} = 0,016024 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{s.total} = 1,6595 \text{ kPa}$$

4.4 Mode Simulation

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			amina		lp steam
Flow rate	(1000-kg/hr)		101,85		10,258
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,1400	1,0000	0,0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120,36	121,04	150,00	134,69 *
Inlet P/Avg	(kgf/cm2A)	2,163	2,163	4,033	4,026
dP/Allow.	(kgf/cm2)	1,35e-3	0,178	0,014	0,500
Fouling	(m2-hr-C/kcal)		0,002000		0,000100
Exchanger Performance					
Shell h	(kcal/m2-hr-C)	3369,2	Actual U	(kcal/m2-hr-C)	374,18
Tube h	(kcal/m2-hr-C)	10120	Required U	(kcal/m2-hr-C)	374,16
Hot regime	(-)	Gravity	Duty	(MM kcal/hr)	5,3619
Cold regime	(-)	Flow	Ef. area	(m2)	647,39
EMTD	(Deg C)	22,1	Overdesign	(%)	0,01
Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type		Support
Shell ID	(mm)	1230,0	Baffle cut	(Pct Dia.)	
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)	
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)	1207,8
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(-)	1
Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)	680,95
Tube OD	(mm)	19,050	Shell outlet	(mm)	480,95
Length	(mm)	6096,	Inlet height	(mm)	26,474
Pitch ratio	(-)	1,3333	Outlet height	(mm)	26,474
Layout	(deg)	45	Tube inlet	(mm)	288,85
Tube count	(-)	1700	Tube outlet	(mm)	288,85
Tube Pass	(-)	2			
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
Shell	11,11	Min	Max	A	0,000
Tube	4,47	Tubeside	0,20	7,68	1,000
Fouling	79,36	Crossflow	0,10	1,85	0,000
Metal	5,06	Window	--	--	0,000
				E	0,000
				F	0,000

Gambar 4.6 Output Mode Simulation

Lalu didapatkan nilai dari kondisi actual heat exchanger tersebut melalui mode simulasi.

4.5 Data Hasil Simulasi Software HTRI

Berikut adalah data hasil simulasi Software HTRI yang didapatkan.

Tabel 4.5.1 Data Hasil Simulasi HTRI

Mass flowrate	Material	Tube Layout	Q	preasure drop		U	tcout	
				tube	shell		tube	shell
10,258	SA-213 TP 316L	30	5,4734	0,014	0,00203	345,71	124,04	121,05
		45	5,3605	0,017	0,00190	374,37	134,84	121,04
		60	5,4717	0,014	0,00200	346,03	124,2	121,05
		90	5,3450	0,017	0,00192	377,17	136,33	121,04
	A-789 S32750	30	5,4717	0,014	0,00203	345,8	124,2	121,05
		45	5,3573	0,017	0,00189	373,87	135,14	121,04
		60	5,4699	0,014	0,00200	346,11	124,37	121,05
		90	5,3407	0,013	0,00189	376,74	136,74	121,04
12,3096	SA-213 TP 316L	30	6,2804	0,023	0,00259	385,8	143,01	121,14
		45	5,508	0,029	0,002	383,67	142,95	121,06
		60	6,3477	0,022	0,00265	382,83	142,65	121,15

		90	5,4547	0,03	0,002	384,51	142,94	121,05
	A-789 S32750	30	6,2804	0,023	0,00258	385,8	143,01	121,14
		45	5,508	0,029	0,002	383,67	142,95	121,06
		60	6,3477	0,022	0,00265	382,83	142,65	121,15
		90	5,4547	0,03	0,002	384,51	142,94	121,05

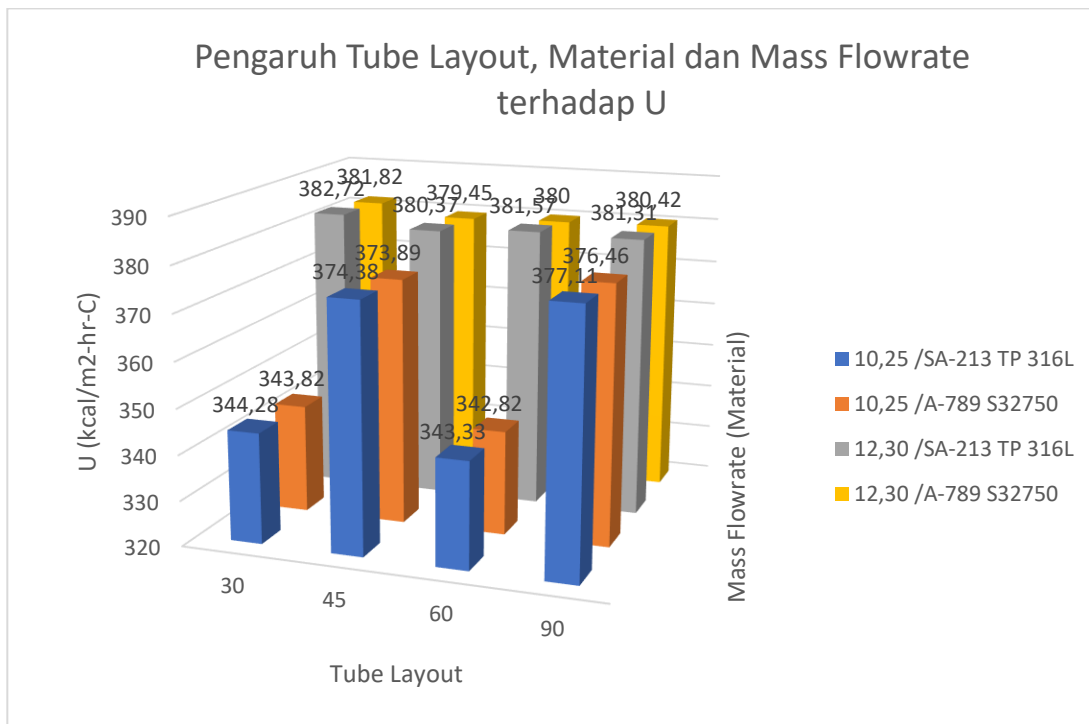
4.6 Komparasi perhitungan Manual dan Software HTRI

Setelah melakukan perhitungan manual dan simulasi HTRI maka dilakukan komparasi agar dapat diketahui sejauh mana error yang terjadi

Tabel 4.6.1 Komparasi perhitungan manual dan software

Komparasi	Perhitungan manual	Software	Remark
Heat Transfer (Kcal/hr)	5,446	5,3605	3%

4.7 Analisis Pengaruh Tube Layout, Material dan Mass flowrate terhadap U

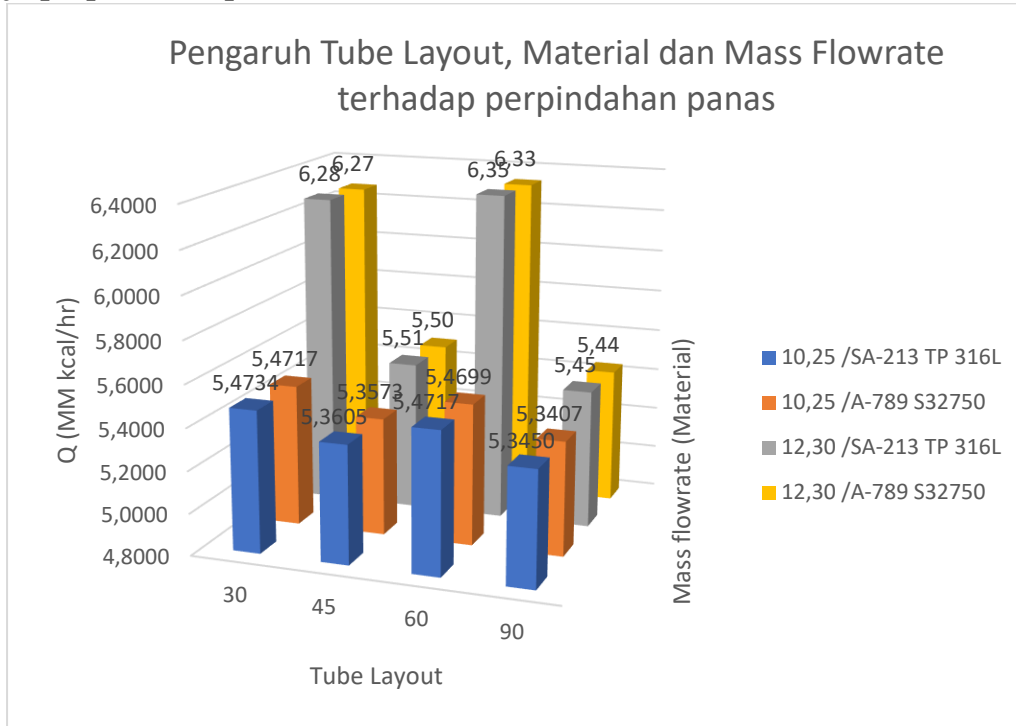


Gambar 4.7 Grafik Pengaruh Tube Layout, Material dan Mass Flowrate terhadap U

Dapat dilihat pada gambar diatas adalah pengaruh tube layout, material dan mass flowrate terhadap nilai U. Dapat dilihat pada grafik bahwa nilai U tertinggi yang bernilai 382,72 diperoleh oleh material SA-213 TP316L dengan mass flowrate 12,3096 pada tube layout tipe 30 derajat, lalu nilai U terendah didapatkan oleh material SA-213 TP 316L pada mass flowrate 10,258 pada tube layout tipe 30 derajat dengan nilai U sebesar 342,82.

Mass flowrate sangat berpengaruh terhadap nilai U, pada semua material dan semua type tube layout nilai U akan meningkat apabila terjadi kenaikan mass flowrate. . Material SA-213 TP316L memiliki nilai U yang lebih tinggi dibandingkan material A-789 S32750 pada semua tube layout dan semua material. Tube layout tipe 30 derajat dan 60 derajat memiliki selisih nilai U yang lebih besar pada mass flowrate 10,258 dan 12,3096 dibandingkan tube layout tipe 45 derajat dan 90 derajat, ini menandakan bahwa tube layout tipe 30 derajat dan 60 derajat lebih rentan terhadap perubahan mass flowrate dibandingkan tube layout tipe 45 derajat dan 90 derajat

4.8 Analisis Pengaruh Perpindahan Tube layout, Material dan Mass flowrate terhadap laju perpindahan panas



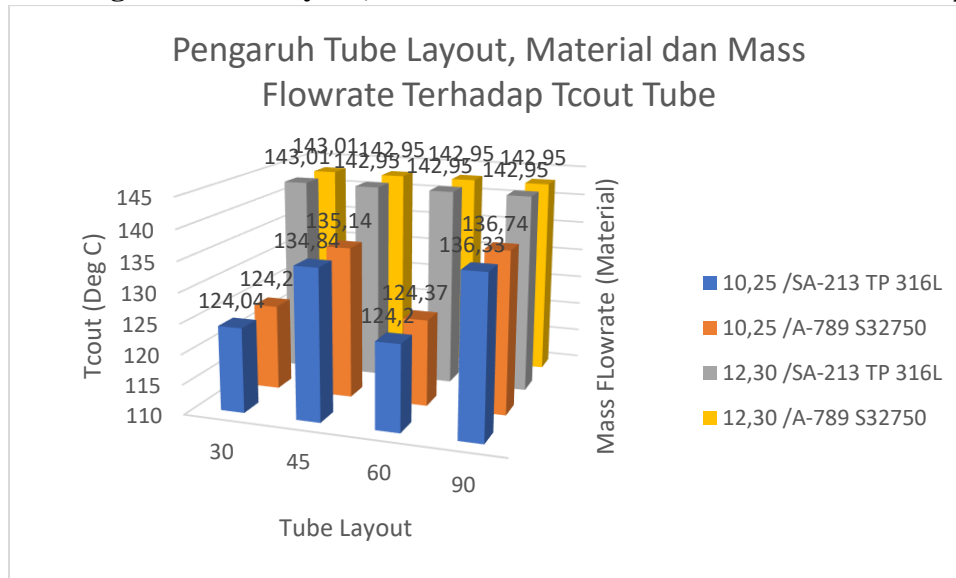
Gambar 4.8 Grafik Pengaruh Tube layout, Material dan Mass flowrate Terhadap perpindahan panas Kettle Reboiler

Gambar diatas menunjukkan pengaruh tube layout, material dan mass flowrate terhadap laju perpindahan panas pada kettle reboiler. Dapat dilihat pada grafik laju perpindahan panas tertinggi dengan perpindahan panas sebesar 6,3477 didapatkan oleh Material SA-213 TP316L dengan mass flowrate 12,3096 pada tube layout 60 derajat, lalu nilai perpindahan panas terendah didapatkan oleh material A-789 S32750 dengan mass flowrate 10,258 pada tube layout 90 derajat dengan nilai perpindahan panas sebesar 5,3407

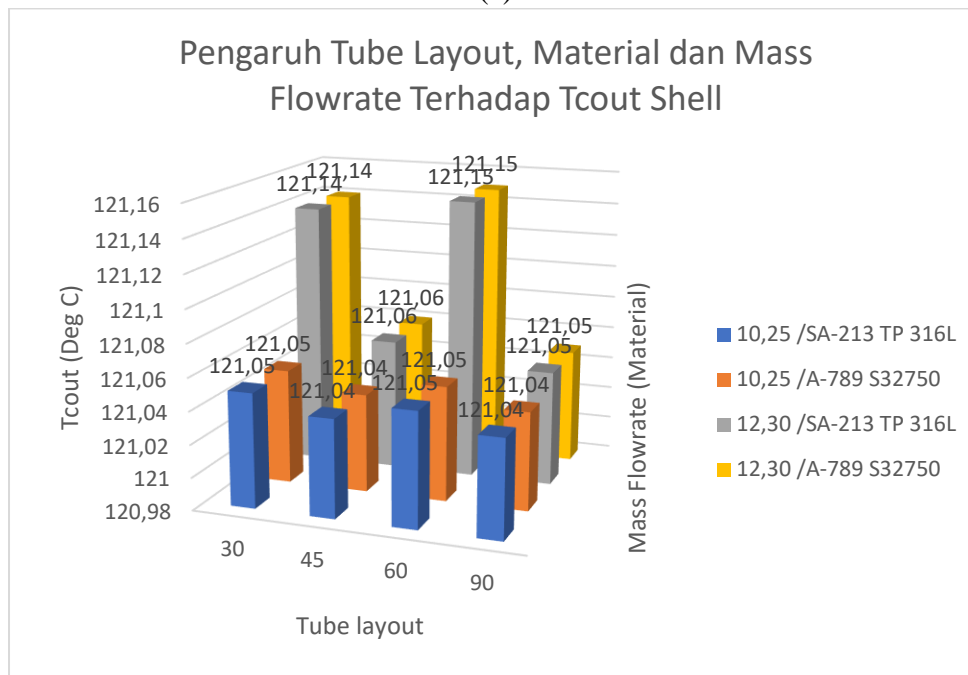
Peningkatan mass flowrate berbanding lurus dengan peningkatan perpindahan panas, dimana pada setiap material dan setiap tube layout akan terjadi peningkatan laju perpindahan panas ketika mass flowratanya dinaikkan. Material SA-213 TP 316L memiliki nilai perpindahan panas yang lebih baik dibanding material A-789 S32705 pada setiap mass flowrate 10,258 dan pada setiap tube layout. Tube layout 30 derajat dan 60 derajat memiliki nilai perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan tube layout 45 derajat dan 90 derajat, tetapi tube layout 30 derajat dan 60 derajat memiliki selisih nilai perpindahan panas yang lebih tinggi pada mass flowrate 10,258 dan

12,3096 dibandingkan 45 derajat dan 90 derajat yang dapat dikatakan perpindahan panasnya lebih stabil jika terjadi perubahan pada mass flowrate.

4.9 Analisis Pengaruh Tube layout, Material dan Mass flowrate Tube terhadap Tcout.



(a)



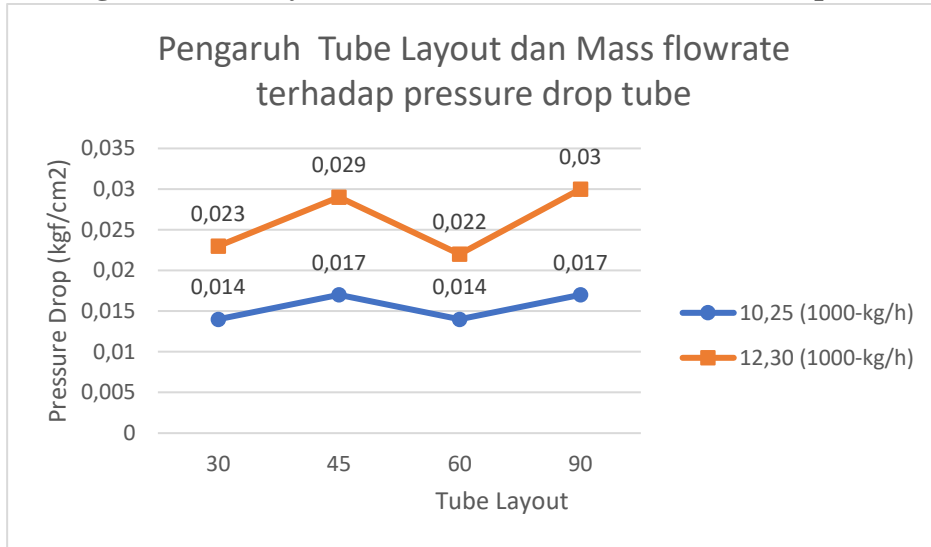
Gambar 4 9 Pengaruh Tube Layout, Material dan Mass flowrate terhadap Tcout tube (a) Shell (b)

Gambar diatas menunjukkan pengaruh Tube layout, Material dan mass flowrate tube terhadap Tcout. Dapat dilihat pada grafik nilai tertinggi dari Tcout tube didapatkan oleh tube layout tipe 30 derajat dengan mass flowrate 12,3096, sedangkan Tcout tube terendah didapatkan oleh Material SA-213 TP 316L dengan mass flowrate 10,258 pada tube layout tipe 30 derajat.

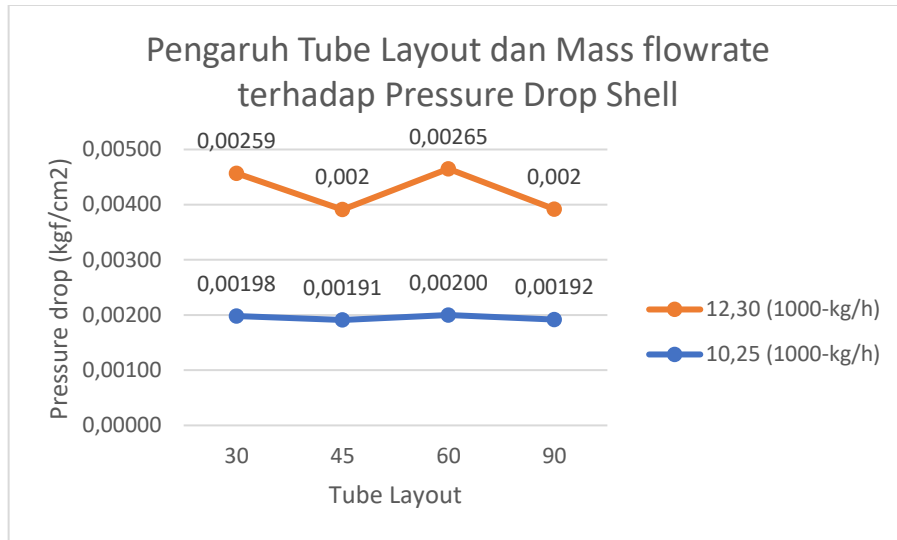
Peningkatan mass flowrate berbanding lurus dengan peningkatan Tcout pada tube, dimana pada setiap tube layout dan material terjadi peningkatan Tcout ketika nilai dari mass flowrate ditingkatkan. Pada mass flowrate 10,258 material SA-213 TP316L memiliki Tcout tube yang lebih rendah dibandingkan material A-789 S32705, sedangkan pada mass flowrate 12,3096 material SA-213 TP316L dan A-789 S32705 memiliki nilai Tcout yang sama. Tube layout 30 derajat dan 60 derajat memiliki selisih Tcout yang lebih besar pada mass flowrate 10,258 dan 12,3096 dibandingkan tube layout 45 derajat dan 90 derajat, hal ini sesuai dengan nilai U dan perpindahan panas dimana terdapat selisih yang besar jika terjadi kenaikan mass flowrate pada tube layout 30 derajat dan 60 derajat.

Pada Tcout shell rata-rata temperaturnya sama kecuali pada tube layout 30 derajat dan 60 derajat dengan mass flowrate 12,3096. Pada tube layout 30 derajat dan 60 derajat dengan mass flowrate 12,3096 terjadi selisih yang cukup besar dibandingkan data lainnya karena terjadi perpindahan panas yang besar sehingga menyebabkan temperature outlet dari shell menjadi tinggi.

4.10 Analisis Pengaruh Tube layout dan Mass flowrate Tube Terhadap Pressure Drop



(a)



(b)

Gambar 4 10 Pengaruh Tube Layout dan Mass Flowrate terhadap pressure drop Tube (a) Shell

(b)

Gambar diatas menunjukkan pengaruh tube layout dan mass flowrate terhadap pressure drop pada sisi tube dan shell. Pressure drop tertinggi pada sisi shell didapatkan oleh mass flowrate 12,3096 oleh tube layout 90 derajat dengan nilai 0,03 kgf, sedangkan pressure drop terendah pada tube didapatkan oleh mass flowrate 10,258 dengan tube layout 30 derajat dan 45 derajat dengan nilai 0,014 kgf. Peningkatan mass flowrate berbanding lurus dengan peningkatan pressure drop pada sisi tube, dimana ketika mass flowrate dinaikkan pressure drop pada sisi tube juga akan naik. Pressure drop pada tube layout 30 derajat dan 60 derajat lebih tinggi dibandingkan 45 derajat dan 90 derajat disebabkan oleh area pada tube layout 30 derajat dan 60 derajat yang lebih tinggi dibandingkan 45 derajat dan 90 derajat.

Pada sisi shell pressure drop tertinggi didapatkan oleh mass flowrate 12,3096 type tube layout 60 derajat dengan nilai 0,0265 kgf, sedangkan shell pressure drop terendah didapatkan oleh mass flowrate 10,258 type tube layout 45 derajat dengan nilai 0,00190 kgf. Pressure drop pada sisi shell dengan tube layout 30 derajat dan 60 derajat lebih tinggi dibandingkan 45 derajat dan 60 derajat disebabkan karena tube layout 30 derajat dan 60 derajat memiliki nilai perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan 45 derajat dan 90 derajat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi didapatkan design yang sesuai dengan kebutuhan acid gas enrichment system dengan mass flow rate 28,29 kg/s pada sisi shell dan 2,849 pada sisi tube, dengan temperature 120,36C pada inlet shell dan 121,04 pada outlet shell. Pada tube temperature inlet sebesar 150C dan 138,5 pada outlet.

1. Design yang memenuhi kebutuhan adalah dengan TEMA type B-K-U, Tube outer diameter 19,05 mm, thickness 1,65mm, length 6096mm, pitch 25,4mm, pitch ratio 1,333, dan tube layout 45 derajat. Lalu pada sisi shell dibutuhkan shell inner diameter sebesar 1255,4 dan shell outer diameter sebesar 1230mm. Dengan berat 8064,5 kg
2. Semakin tinggi mass flowrate maka akan semakin tinggi pula nilai dari U, perpindahan panas, dan Tout pada sisi tube maupun Tout pada sisi shell
3. Tube layout 30 dan 60 derajat memiliki nilai perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan 45 dan 90 derajat, tetapi tube layout 30 dan 60 derajat sangat rentan terhadap perubahan mass flowrate, dimana jika mass flowrate ditingkatkan maka nilai dari perpindahan panasnya akan berubah secara signifikan, berbanding terbalik dengan tube layout 45 dan 90 derajat yang dapat dikatakan lebih stabil terhadap perubahan mass flow rate
4. Material SA-213 TP 316L memiliki nilai perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan A-789 S32705 pada semua mass flowrate. Sedangkan pada mass flowrate 12,3096 material tidak mempengaruhi nilai thout dan tcout.

5.2 Saran

Penulis setelah melakukan penelitian ini memberikan beberapa saran agar pada penelitian selanjutnya menjadi lebih baik, berikut saran yang diberikan oleh penulis

1. Membandingkan hasil simulasi dan eksperimen
2. Diperlukan adanya perhitungan cost pada beberapa pilihan geometri
3. Diperlukan adanya perhitungan shear stress

DAFTAR PUSTAKA

- 1, & Rao, S. M. and 2 Y. B. (n.d.). *A Simple Tubesheet Layout Program for Heat Exchangers*.
<https://thescipub.com/pdf/ajeassp.2008.131.135.pdf>
- Amir Faravar*, Mohammad Mohammadi, H. D. (n.d.). *Optimization of acid gas enrichment section by using TSWEET process simulator*.
https://www.researchgate.net/publication/325347442_Optimization_of_acid_gas_enrichment_section_by_using_TSWEET_process_simulator
- Dwivedi, A. K., 1, Badholiya, M. S. K., 2, & Choudhary, M. R. K. (n.d.). *Analysis of Heat Exchanger through Different Materials Tubes*.
https://www.academia.edu/35607026/Analysis_of_Heat_Exchanger_through_Different_Materials_Tubes
- Moses Omolayo Petinrin1* and Ademola Adebukola Dare1. (n.d.). *Performance of Shell and Tube Heat Exchangers with Varying Tube Layouts*.
https://www.researchgate.net/publication/282840033_Performance_of_Shell_and_Tube_Heat_Exchangers_with_Varying_Tube_Layouts
- N.DEEPA PRIYA¹, A.S.PERIASAMY MANIKANDAN²,D.NESAKUMAR³, D. K. S. (n.d.).
THERMAL DESIGN OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER FOR KEROSENE – COOLING WATER SYSTEM USING HTRI SOFTWARE.
<https://www.ijert.org/research/thermal-design-of-tube-and-shell-heat-exchanger-and-verification-by-htri-software-IJERTV9IS120224.pdf>
- Richard. (n.d.). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacture Association 9th edition*.
- Sadik Kakaç, Hongtan Liu, A. P. (n.d.). *Heat Exchangers*.
- Vipul Kumar Singh1, P. G. (n.d.). *Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Materials*.
<https://www.irjet.net/archives/V6/i4/IRJET-V6I4600.pdf>
- Weiland, R. H. (n.d.). *Acid gas enrichment I: Maximizing selectivity*.
<https://www.ogtrt.com/files/publications/20/agep1.pdf>

C. Ketersediaan Tube Di Market Global

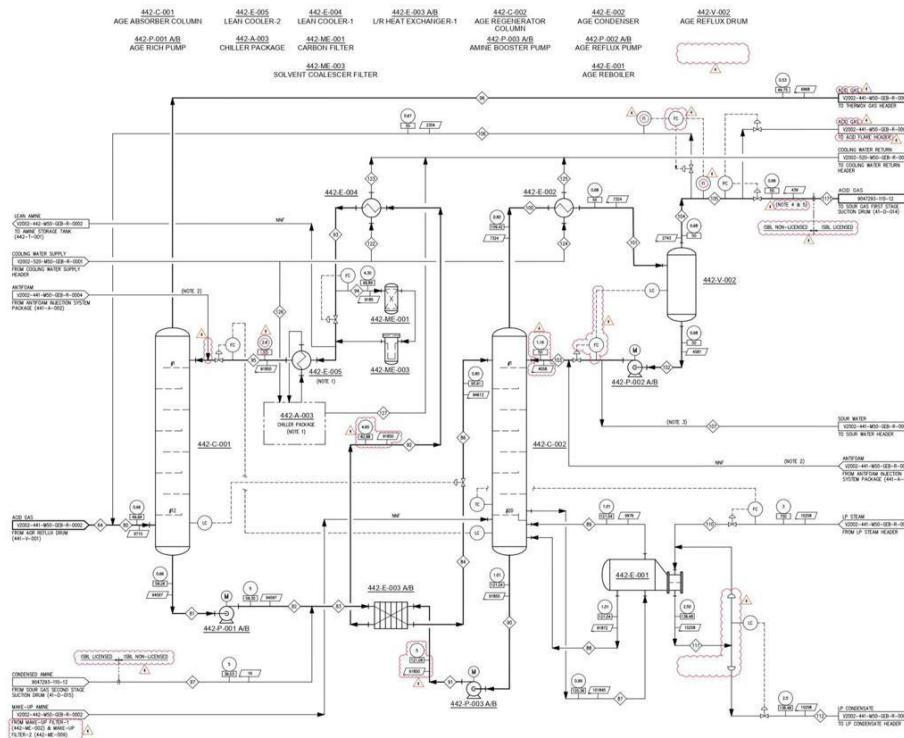


Short Description

Model No.: DB- Tube -1968 Hits: 12

China U tube Supplier Derbo Provides U Tube SA 213 TP. 321
 OD.19.05MM*W. THK. 1.65, Radius 30, Straight Length6100MM
 For Heat exchanger

D. Process Flow Diagram Acid Gas Enrichment



E. Material Propertias A-789 S32705

Proof strength $R_{p0.2}$ (MPa)	Tensile strength R_m (MPa)	Impact energy KV (J)	Elongation at fracture A (%)	Reduction in cross section on fracture Z (%)	As-Heat-Treated Condition	Brinell hardness (HBW)
559 (≥)	881 (≥)	33	22	42	Solution and Aging, Annealing, Ausaging, Q+T,etc	134

Physical properties of grade SA-789 S31500 SA-789/SA-789M

Property	Density kg/dm ³	Temperature T °C/F	Specific heat J / kgK	Thermal conductivity W/mK	Electric resistance $\mu\Omega \cdot \text{cm}$	Modulus of elasticity kN/mm ²	Expansion rate
478 (≥)	571 (≥)	23	42	24	Solution and Aging, Annealing, Ausaging, Q+T,etc	223	
Temp. °C/°F	Creep strain limit (10000h) (Rp1,0) N/mm ²	Creep rupture strength (10000h) (Rp1,0) N/mm ²					
751	511	582					

F. Running Reports HTRI

The screenshot displays the HTRI software interface with the 'Output Summary' report open. The report is titled 'Output Summary' and is released to the following company: LordOfKampor. The simulation is identified as 'Xist 7.3.2 21/07/2022 22:08 SN: 46539-9796905050'. The simulation is a 'Horizontal Kettle Reboiler TEMA BKU Shell With No Baffles'.

The report includes the following data:

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	(1000 kg/hr)	101.85	10.258	10.000	0.0000
Flow rate	(VE frac-vgg.)	0.1429	0.0000	150.00	124.29
Inlet/Outlet T	(°C)	120.36	121.05	4.933	4.926
Inlet P/avg	(kg/cm ² A)	2.163	2.162	0.178	0.500
gP/flow	(kg/cm ²)	2.00e-3	0.178	0.914	0.000100
Fouling	(m ² -hr-C/Cal)	0.002000			

Exchanger Performance

Parameter	Value	Actual U (kcal/m ² -hr-C)	Required U (kcal/m ² -hr-C)	Value	Value
Shell h	3326.1	346.49	343.11	5.4708	747.13
Tube h	3674.4	343.11	343.11	5.4708	747.13
Hot regime	Gravity	Duty	(Btu kcal/hr)	5.4708	747.13
Cold regime	(-)	Flow	Eff area (m ²)	747.13	0.99
EMTD	(°C)	Overdesign (%)			

Shell Geometry

Parameter	Value	Parameter	Value	
TEMA type	(-)	BKJ	Baffle type	
Shell ID	(mm)	1230.0	Baffle cut	(Pd Dia.)
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)
Orientation	(Deg)	0.00	Crosspasses	(-)

Tube Geometry

Parameter	Value	Parameter	Value	
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet (mm)	680.95
Tube OD	(mm)	19.050	Shell outlet (mm)	438.50
Length	(mm)	6095	Inlet height (mm)	28.436

The software interface also shows a sidebar with various monitoring options like 'Output Summary', 'Run Log', 'Data Check Messages', 'Runtime Messages', 'Final Results', 'Shellside Monitor', 'Tubeside Monitor', 'Vibration', 'Rating Data Sheet', 'TEMA Spec Sheet', 'U-Bend Schedule', 'Property Monitor', 'Kettle Entrapment', 'Stream Properties', 'Drawings', and 'Input Report'. The status bar at the bottom indicates 'Run Completed' and the system time is 22:09.

HTRI Xchanger Suite 7.3.2 - HON - [Xist - Reports] - simulasi terakhir banget.htri - Output Summary

File Edit View Reports Tools Window Help

Output Summary

Run Log
Data Check Messages
Runtime Messages
Final Results
Shellside Monitor
Tubeside Monitor
Vibration
Rating Data Sheet
TEMA Spec Sheet
U-Bend Schedule
Property Monitor
Kettle Entrainment
Steam Properties
Drawings
Input Report

HTRI
Released to the following company:
LordOfKompor

Xist 7.3.2 21/07/2022 22:08 SN: 46639-9796905050 MKH Units

Simulation - Horizontal Kettle Reboiler TEMA BKU Shell With No Baffles
See Data Check Messages Report for Warning Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	(1000-kg/hr)	101.85		10.258	
Flow rate	(1000-kg/hr)	0.0000	0.1396	1.0000	0.0000
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac.vap.)				
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120.36	121.04	150.00	136.37
Inlet P/Avg	(kgf/cm2A)	2.163	2.162	4.033	4.025
dP/Allow.	(kgf/cm2)	1.92e-3	0.178	0.017	0.500
Fouling	(m2-hr-C/kcal)		0.002000		0.000100

Exchanger Performance				
Shell h	(kcal/m2-hr-C)	3440.5	Actual U (kcal/m2-hr-C)	377.22
Tube h	(kcal/m2-hr-C)	11613	Required U (kcal/m2-hr-C)	377.05
Hot regime	(-)	Gravity	Duty (MM kcal/hr)	5.3446
Cold regime	(-)	Flow	Eff. area (m2)	639.74
EMTD	(Deg C)	22.2	Overdesign (%)	0.04

Shell Geometry		Baffle Geometry		
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type	Support
Shell ID	(mm)	1230.0	Baffle cut	(Pct Dia.)
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(-)

Tube Geometry		Nozzles		
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)
Tube OD	(mm)	19.050	Shell outlet	(mm)
Length	(mm)	6096	Inlet height	(mm)
			Outlet height	(mm)

Run Completed

HTRI Xchanger Suite 7.3.2 - HON - [Xist - Reports] - simulasi terakhir banget.htri - Output Summary

File Edit View Reports Tools Window Help

Output Summary

Run Log
Data Check Messages
Runtime Messages
Final Results
Shellside Monitor
Tubeside Monitor
Vibration
Rating Data Sheet
TEMA Spec Sheet
U-Bend Schedule
Property Monitor
Kettle Entrainment
Steam Properties
Drawings
Input Report

HTRI
Released to the following company:
LordOfKompor

Xist 7.3.2 21/07/2022 22:07 SN: 46639-9796905050 MKH Units

Simulation - Horizontal Kettle Reboiler TEMA BKU Shell With No Baffles
See Data Check Messages Report for Warning Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	(1000-kg/hr)	101.85		12.310	
Flow rate	(1000-kg/hr)	0.0000	0.1425	1.0000	0.1395
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac.vap.)				
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120.36	121.05	150.00	142.95
Inlet P/Avg	(kgf/cm2A)	2.163	2.162	4.033	4.019
dP/Allow.	(kgf/cm2)	1.99e-3	0.178	0.029	0.500
Fouling	(m2-hr-C/kcal)		0.002000		0.000100

Exchanger Performance				
Shell h	(kcal/m2-hr-C)	3456.9	Actual U (kcal/m2-hr-C)	384.51
Tube h	(kcal/m2-hr-C)	21895	Required U (kcal/m2-hr-C)	381.28
Hot regime	(-)	Transition	Duty (MM kcal/hr)	5.4542
Cold regime	(-)	Flow	Eff. area (m2)	639.74
EMTD	(Deg C)	22.4	Overdesign (%)	0.85

Shell Geometry		Baffle Geometry		
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type	Support
Shell ID	(mm)	1230.0	Baffle cut	(Pct Dia.)
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(-)

Tube Geometry		Nozzles		
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)
Tube OD	(mm)	19.050	Shell outlet	(mm)
Length	(mm)	6096	Inlet height	(mm)
			Outlet height	(mm)

Run Completed

HTRI Xchanger Suite 7.3.2 - HON - [Xist - Reports] - simulasi terakhir banget.htri - Output Summary

File Edit View Reports Tools Window Help

Output Summary

Run Log
Data Check Messages
Runtime Messages
Final Results
Shellside Monitor
Tubeside Monitor
Vibration
Rating Data Sheet
TEMA Spec Sheet
U-Bend Schedule
Property Monitor
Kettle Entrainment
Steam Properties
Drawings
Input Report

HTRI
Released to the following company:
LordOfKompor

Xist 7.3.2 21/07/2022 22:07 SN: 46639-9796905050 MKH Units

Simulation - Horizontal Kettle Reboiler TEMA BKU Shell With No Baffles
See Data Check Messages Report for Warning Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	(1000-kg/hr)	101.85		12.310	
Flow rate	(1000-kg/hr)	0.0000	0.1561	1.0000	0.0000
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac.vap.)				
Inlet/Outlet T	(Deg C)	120.36	121.15	150.00	141.63
Inlet P/Avg	(kgf/cm2A)	2.163	2.162	4.033	4.022
dP/Allow.	(kgf/cm2)	2.64e-3	0.178	0.022	0.500
Fouling	(m2-hr-C/kcal)		0.002000		0.000100

Exchanger Performance				
Shell h	(kcal/m2-hr-C)	3450.2	Actual U (kcal/m2-hr-C)	382.86
Tube h	(kcal/m2-hr-C)	18367	Required U (kcal/m2-hr-C)	381.49
Hot regime	(-)	Gravity	Duty (MM kcal/hr)	6.3473
Cold regime	(-)	Flow	Eff. area (m2)	747.13
EMTD	(Deg C)	22.3	Overdesign (%)	0.36

Shell Geometry		Baffle Geometry		
TEMA type	(-)	BKU	Baffle type	Support
Shell ID	(mm)	1230.0	Baffle cut	(Pct Dia.)
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(-)

Tube Geometry		Nozzles		
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)
Tube OD	(mm)	19.050	Shell outlet	(mm)
Length	(mm)	6096	Inlet height	(mm)
Pitch ratio	(-)	1.3333	Outlet height	(mm)
Laprol	(deg)	60	Tube inlet	(mm)
			Tube outlet	(mm)

Run Completed

HTRI Xchanger Suite 7.3.2 - HON - [Xist - Reports] - simulasi terakir banget.htri - Output Summary

File Edit View Reports Tools Window Help

Output Summary Page 1

HTRI Released to the following company:
LordOfKompor

Xist 7.3.2 21/07/2022 22:07 SN: 46639-9796905050 MKH Units

Simulation - Horizontal Kettle Reboiler TEMA BKU Shell With No Baffles

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

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			101.85		12.310
Flow rate (1000-kg/hr)					
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)	0.0000	0.1439	1.0000	0.1309	
Inlet/Outlet T (Deg C)	120.36	121.06	150.00	142.96	
Inlet P/kg (kgf/cm2A)	2.163	2.162	4.033	4.019	
dP/Allow. (kgf/cm2)	1.99e-3	0.178	0.028	0.500	
Fouling (m2-hr-C/kcal)		0.002000		0.000100	

Exchanger Performance					
Shell h (kcal/m2-hr-C)	3391.0	Actual U (kcal/m2-hr-C)		383.67	
Tube h (kcal/m2-hr-C)	21867	Required U (kcal/m2-hr-C)		380.37	
Hot regime (-)	Gravity	Duty (MM kcal/hr)		5,5081	
Cold regime (-)	Flow	Eff. area (m2)		647.39	
EMTD (Deg C)	22.4	Overdesign (%)		0.87	

Shell Geometry		Baffle Geometry	
TEMA type (-)	BKU	Baffle type	Support
Shell ID (mm)	1230.0	Baffle cut (Pct Dia.)	
Series (-)	1	Baffle orientation (-)	
Parallel (-)	1	Central spacing (mm)	1207.8
Orientation (Deg)	0.00	Crosspasses (-)	1

Tube Geometry		Nozzles	
Tube type (-)	Plain	Shell inlet (mm)	680.95
Tube OD (mm)	19.050	Shell outlet (mm)	438.50
Length (mm)	6096.	Inlet height (mm)	26.474

Run Completed

HTRI Xchanger Suite 7.3.2 - HON - [Xist - Reports] - simulasi terakir banget.htri - Output Summary

File Edit View Reports Tools Window Help

Output Summary Page 1

HTRI Released to the following company:
LordOfKompor

Xist 7.3.2 21/07/2022 22:06 SN: 46639-9796905050 MKH Units

Simulation - Horizontal Kettle Reboiler TEMA BKU Shell With No Baffles

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

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			101.85		12.310
Flow rate (1000-kg/hr)					
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)	0.0000	0.1661	1.0000	0.0000	
Inlet/Outlet T (Deg C)	120.36	121.15	150.00	141.81	
Inlet P/kg (kgf/cm2A)	2.163	2.162	4.033	4.022	
dP/Allow. (kgf/cm2)	2.66e-3	0.178	0.022	0.500	
Fouling (m2-hr-C/kcal)		0.002000		0.000100	

Exchanger Performance					
Shell h (kcal/m2-hr-C)	3484.4	Actual U (kcal/m2-hr-C)		383.43	
Tube h (kcal/m2-hr-C)	18951	Required U (kcal/m2-hr-C)		381.78	
Hot regime (-)	Gravity	Duty (MM kcal/hr)		6,3450	
Cold regime (-)	Flow	Eff. area (m2)		745.69	
EMTD (Deg C)	22.3	Overdesign (%)		0.43	

Shell Geometry		Baffle Geometry	
TEMA type (-)	BKU	Baffle type	Support
Shell ID (mm)	1230.0	Baffle cut (Pct Dia.)	
Series (-)	1	Baffle orientation (-)	
Parallel (-)	1	Central spacing (mm)	1207.8
Orientation (Deg)	0.00	Crosspasses (-)	1

Tube Geometry		Nozzles	
Tube type (-)	Plain	Shell inlet (mm)	680.95
Tube OD (mm)	19.050	Shell outlet (mm)	438.50
Length (mm)	6096.	Inlet height (mm)	29.951

Run Completed

BIODATA PENULIS



Hanindito Haryotomo Bayu merupakan anak ketiga dari empat bersaudara. Penulis lahir di Kota Bogor, Jawa Barat pada tanggal 20 Februari 2000, memulai pendidikan dari jenjang Sekolah Dasar di SD Negeri Polisi 4 kemudian melanjutkan Sekolah Menengah Pertama di SMPN 5 Kota Bogor dan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 5 Kota Bogor. Penulis melanjutkan ke jenjang Perguruan Tinggi di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya mulai tahun 2018. Semasa kuliah penulis aktif dalam seluruh kegiatan akademik maupun non akademik. Penulis aktif dalam kegiatan organisasi kemahasiswaan yaitu sebagai Staff Departemen UMUM LBMM ITS pada periode 2019-2021. Pada tahun ketiga, penulis berkesempatan untuk melakukan kerja praktek di Badan Riset Dan Inovasi Negara di PUSPITEK pada bagian *Engineering Lab* selama satu bulan. Penulis dapat dihubungi melalui email Hanindito.bayu@gmail.com.