



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**RANCANG BANGUN KONDENSOR DAN  
EVAPORATOR UNTUK SISTEM *ORGANIC  
RANKINE CYCLE* (ORC) DENGAN FLUIDA  
KERJA R-141b SEBAGAI PEMBANGKIT  
LISTRIK KAPASITAS 1 KILOWATT**

**CANDRA NURDIANSYAH  
NRP. 2114 105 052**

**Dosen Pembimbing  
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**DESIGN CONDENSER AND EVAPORATOR FOR  
ORGANIC RANKINE CYCLE SYSTEM (ORC)  
WITH WORKING FLUID R-141b AS POWER  
PLANT 1 KILOWATT CAPACITY**

**CANDRA NURDIANSYAH**  
NRP. 2114 105 052

Academic Advisor  
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT**  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016

**RANCANG BANGUN KONDENSOR DAN  
EVAPORATOR UNTUK SISTEM ORGANIC  
RANKINE CYCLE (ORC) DENGAN FLUIDA KERJA  
R-141B SEBAGAI PEMBANGKIT LISTRIK  
KAPASITAS 1 KILOWATT**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh  
**CANDRA NURDIANSYAH**  
NRP. 2114 105 052

**Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :**

1. Prof. Dr.Eng. Ir.Prabowo, M.Eng ..... (Pembimbing)  
(NIP. 19650505 199003 1005)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng ..... (Penguji I)  
(NIP. 19531019 197903 1002)
3. Ary Bachtiar K.P., S.T, M.T, PhD ..... (Penguji II)  
(NIP. 19710524 199702 1001)
4. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T, M.T ..... (Penguji III)  
(NIP. 19730116 199702 1001)

**SURABAYA**  
**Juli, 2016**

**RANCANG BANGUN KONDENSOR DAN EVAPORATOR  
UNTUK SISTEM *ORGANIC RANKINE CYCLE* (ORC)  
DENGAN FLUIDA KERJA R-141B SEBAGAI  
PEMBANGKIT LISTRIK KAPASITAS 1 KILOWATT**

**Nama Mahasiswa** : Candra Nurdiansyah  
**NRP** : 2114 105 052  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo., M.Eng

**Abstrak**

*Indonesia merupakan negara yang memiliki salah satu sumber energi panas bumi yang cukup besar. Dengan melihat besarnya potensi yang ada, energi ini mampu dimanfaatkan sebagai penghasil energi listrik. Sumber panas bumi dengan tekanan dan temperatur rendah dapat digunakan pada teknologi Organic Rankine Cycle (ORC). ORC adalah salah satu sistem pembangkit yang mampu memanfaatkan waste energy dengan menggunakan fluida kerja organic atau refrijerant yang mampu menguap pada tekanan dan temperatur rendah. Pada penelitian ini dilakukan sebuah perancangan evaporator dan kondensor yang digunakan pada sistem organic Rankine cycle dengan memanfaatkan sumber panas dari kompor berbahan bakar gas.*

*Pada tugas akhir ini perencanaan awal sistem ORC adalah menentukan fluida pemanas dan fluida pendingin yang digunakan. Prinsip kerja evaporator yang dibangun adalah menyerap energi panas pada media air yang dipanaskan menggunakan kompor dimana temperatur surface pipa diasumsikan sama dengan temperatur didih air 100°C. Pada perancangan evaporator dan kondensor ini menggunakan metode  $\Delta T_{LMTD}$  untuk mendapatkan dimensi dan analisa NTU yang digunakan untuk mengetahui unjuk kerja heat exchanger yang dirancang. Perhitungan pressure drop juga dilakukan dalam perancangan ini untuk mengetahui kerugian tekanan yang terjadi.*

*Kondensor dan evaporator yang dirancang adalah tipe Circular Tube – Continuous fin Compact Heat Exchanger dengan konfigurasi surface penelitian Kays and London S8.0-3/8T*

*Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah dimensi dari kondensor dan evaporator untuk sistem organic rankine cycle dengan daya yang dihasilkan turbin 1kW. Dimensi dari kondensor memiliki ukuran lebar ( $L_1$ )=0,044m ,panjang ( $L_2$ ) = 0,762 m, tinggi ( $L_3$ )=0,762m, dengan  $(UA)_{Total} = 904,418$  W/K. Sedangkan untuk evaporator memiliki ukuran lebar ( $L_1$ )=0,044m ,panjang ( $L_2$ ) = 0,762 m, tinggi ( $L_3$ )=0,762m dengan  $(UA)_{Total} = 915,118$  W/K. Penurunan tekanan pada sisi refrigeran pada kondensor adalah 3,701 kPa sedangkan pada evaporator adalah 1,83kPa. Efektifness dari kondensor adalah 0,87.*

**Kata Kunci ; Organic Rankine Cycle, Refrijerant R-141b , Evaporator, Kondensor , Compact Heat Exchanger, Panas Bumi**

**DESIGN CONDENSER AND EVAPORATOR FOR  
ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) SYSTEM WITH  
WORKING FLUID R-141 AS POWER PLANT 1  
KILOWATT CAPACITY**

**Student** : Candra Nurdiansyah  
**NRP** : 2114 105 052  
**Departement** : S1 Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Academic Advisor** : Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo., M.Eng

**Abstrack**

*Indonesia is one of country that has plenty geothermal energy resource. Because of the significant potential, the energy can be used as a power plant. Geothermal resource with low pressure and temperature can be used in Organic Rankine Cycle (ORC) technology. ORC is one of power plant system which can use waste energy by using organic working fluid or refrijerant that is able to evaporate at low pressures and temperatures . In this research, design evaporator and condenser by using the organic Rankine cycle system from the gas stove heat source.*

*In this final project, ORC system initial planning is to determine heating and cooling fluid that is used. The principle of the evaporator is to absorb heat energy in the heated water that is heated by gas stove where the pipe surface temperature assumed to be equal to the boiling temperature of 100°C. Evaporator and condenser design use  $\Delta T_{LMTD}$  method to obtain dimensions and NTU analysis that is used to determine the heat exchanger performance of its design. Pressure drop calculation is also performed in this design to determine the actual pressure loss. Condenser and evaporator design is circular tube type - continuous fin compact heat exchanger with surface configuration of Kays and London S8.0-3 / 8T research.*

*The results of this study is the dimension of the condenser and evaporator for organic Rankine cycle system with 1kW*

*turbine power generated by. The dimensions of the condenser has a width ( $L_1$ ) = 0.044m, the length ( $L_2$ ) = 0.762 m, height ( $L_3$ ) = 0.762m, with (AU) Total = 904.418 W / K. As for the evaporator has a width ( $L_1$ ) = 0.044m, the length ( $L_2$ ) = 0.762 m, height ( $L_3$ ) = 0.762m with (AU) Total = 915.118 W / K. Pressure drop on refrigerant side in the condenser is 3.701 kPa, while the evaporator is 1.83kPa. Effectiveness of condenser is 0.87.*

**Keywords ; Organic Rankine Cycle, Refrigerant R-141b , Evaporator, Kondensor , Compact Heat Exchanger, Geothermal**

## DAFTAR ISI

JUDUL.....	i
TITLE PAGE .....	ii
HALAMAN PENGESAHAN .....	iii
ABSTRAK.....	iv
ABSTRAC .....	vi
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR .....	xiv
DAFTAR TABEL.....	xviii

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	4
1.6 Sistematika Penulisan .....	4

### BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu .....	7
2.2 Organic Rankine Cycle .....	12
2.2.1 Penerapan Organic Rankine Cycle .....	15
2.3 Fluida Kerja .....	17
2.3.1 Termodinamika dan sifat fisik .....	17
2.3.2 Properties Refrigerant sebagai Fluida Kerja .....	18
2.4 Heat Exchanger .....	19
2.4.1 <i>Compact Heat Exchanger</i> .....	21
2.4.2 Perhitungan Perancangan Luasan <i>continuous Fin Heat Exchanger</i> .....	24
2.5 Tinjauan Perpindahan Panas <i>Plate Fin Heat Exchanger</i> ....	27
2.5.1 Konsep Perpindahan Panas Secara Umum .....	27
2.5.2 Kesetimbangan Energi Pada <i>Heat Exchanger</i> .....	28
2.5.3 Perpindahan Panas Sisi Dalam ( <i>Internal Flow</i> ) .....	29



2.5.4	Perpindahan Panas Sisi Luar ( <i>EksternalFlow</i> ) .....	29
2.5.5	Metode LMTD ( <i>Log MeanTemperature Diference</i> )	31
2.5.6	Metode NTU ( <i>number of transfer unit</i> ) .....	31
2.5.7	Perpindahan Panas Pada Sirip ( <i>Heat Transfer from Extended Surface</i> ) .....	32
2.5.8	Koefisien Perpindahan Panas Total ( <i>Heat Transfer Coefficient</i> ) .....	35
2.6	Pressure Drop .....	36

### **BAB III METODOLOGI PERANCANGAN**

3.1	Analisa Energi Pada Sistem <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	37
3.2	Diagram Alir Perancangan Sistem .....	39
3.3	Diagram Alir Perancangan <i>Heat Exchanger</i> .....	40
3.4	Analisa Perpindahan Panas dan Desain Kondensor .....	41
3.5	Diagram Alir Perencanaan Kondensor .....	43
3.6	Analisa Perpindahan Panas dan Desain Evaporator .....	46
3.7	Diagram Alir Perencanaan Evaporator .....	48

### **BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN**

4.1	Data Perencanaan.....	51
4.2	Perancangan Kondensor .....	55
4.2.1	Analisa Termodinamika Pada Kondensor .....	57
4.2.2	Perhitungan $\Delta T_{LMTD}$ Pada Kondensor .....	58
4.2.3	Pemilihan Jenis Kondensor .....	59
4.2.4	Karakteristik Permukaan .....	60
4.2.4.1	Sisi Refrijeran R141b ( <i>Hot Side</i> ) .....	60
4.2.4.2	Sisi Udara Pendingin ( <i>Cold Side</i> ) .....	62
4.2.5	Analisis Perpindahan Panas Sisi Eksternal ( <i>Cold Side</i> ) .....	65
4.2.6	Analisis Perpindahan Panas Sisi Internal ( <i>Hot Side</i> ) .....	67
4.2.7	Perhitungan Penurunan Tekanan Pada Kondensor	73
4.2.8	Efektivitas Kondensor .....	76
4.3	Perancangan Evaporator .....	79
4.3.1	Analisa Termodinamika Pada Evaporator .....	80

4.3.2	Perhitungan $\Delta T_{LMTD}$ Pada Evaporator .....	82
4.3.3	Pemilihan Jenis Evaporator .....	82
4.3.4	Karakteristik Permukaan .....	83
4.3.4.1	Sisi Refrijeran R141b ( <i>Cold Side</i> ) .....	83
4.3.4.2	Sisi Air Pemanas ( <i>Hot Side</i> ) .....	85
4.3.5	Analisis Perpindahan Panas Sisi Eksternal ( <i>Hot Side</i> ) .....	86
4.3.6	Analisis Perpindahan Panas Sisi Internal ( <i>Cold Side</i> ) .....	88
4.3.7	Perhitungan Penurunan Tekanan Pada Evaporator .....	93
4.3.8	Efektivitas Evaporator .....	95

## **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1	Kesimpulan .....	99
5.2	Saran .....	104

**DAFTAR PUSTAKA**  
**LAMPIRAN**  
**BIOGRAFI PENULIS**

***[Halaman ini sengaja dikosongkan]***

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Sifat fisik Refrigerant R141b .....	18
Tabel 2.2 Indeks Refrigerant R141b .....	19
Tabel 3.1 Dasar Perancangan Sistem .....	37
Tabel 4.1 critical points and temperature of saturations for selected working fluid .....	52
Tabel 4.2 Properties R-141b pada masing-masing tingkat keadaan .....	53
Tabel 4.3 Daya Sistem <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	55
Tabel 4.4 Perubahan temperatur tiap zona pada fluida pendingin .....	58
Tabel 4.5 Perhitungan $\Delta T_{LMTD}$ pada tiap region .....	59
Tabel 4.6 Kecepatan maksimum yang direkomendasikan untuk aliran di dalam tube .....	60
Tabel 4.7 Spesifikasi Surface 8.0-3/8 T .....	62
Tabel 4.8 Analisis Perpindahan Panas Tiap Zona pada kondensor .....	73
Tabel 4.9 Penurunan tekanan didalam pipa pada tiap zona .....	76
Tabel 4.10 properties fluida kerja masuk dan keluar kondensor .....	76
Tabel 4.11 Perubahan enthalpy dan temperatur tiap zona pada evaporator .....	81
Tabel 4.12 Perhitungan $\Delta T_{LMTD}$ tiap region pada evaporator ...	82
Tabel 4.13 Analisis Perpindahan Panas Tiap Zona pada evaporator .....	93
Tabel 4.14 Penurunan tekanan tiap zona pada evaporator .....	95
Tabel 4.16 properties fluida kerja kondisi masuk dan keluar evaporator .....	95

***[Halaman ini sengaja dikosongkan]***

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Potensi <i>Geothermal</i> di Indonesia .....	1
Gambar 1.2 <i>Basic Design Organic Rankine Cycle</i> .....	2
Gambar 2.1 pengaruh ketebalan fin terhadap koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan dengan 2 baris tube longitudinal a) $F_p=1,41\text{mm}$ b) $2,54\text{ mm}$ .....	7
Gambar 2.2 profil kecepatan udara yang melitasi tube dengan fin berpola wavy .....	8
Gambar 2.3 Hasil rancangan kondensor shell and tube dan evaporator tipe compact .....	9
Gambar 2.4 Grafik effectiveness kondensor fungsi massa alir refrigerant .....	9
Gambar 2.5 Sistem instalasi percobaan organic rankine cycle	10
Gambar 2.6 grafik hasil percobaan variasi debit refrigerant terhadap laju perpindahan panas .....	11
Gambar 2.7 Sistem Siklus Organic Rankine Cycle .....	12
Gambar 2.8 Diagram Mohler Proses Organic Rankine Cycle	14
Gambar 2.9 Refrijeran R-141b .....	17
Gambar 2.10 Penukar kalor aliran melintang (a) bersirip dengan kedua fluidanya tidak campur (b) tidak bersirip dengan satu fluida campur dan satu fluida tidak campur .....	20
Gambar 2.11 Klasifikasi Heat Exchanger Berdasarkan Luas Permukaan .....	21
Gambar 2.12 Inti dari <i>compact heat exchangers</i> (a) <i>Fin-tube</i> (pipa datar, sirip plat menyeluruh) (b) <i>Fin-tube</i> (pipa bundar, sirip plat menyeluruh) (c) <i>Fin-tube</i> (pipa bundar, sirip bundar) .....	22
Gambar 2.13 <i>Compact Heat Exchanger</i> dan jenis fin .....	23
Gambar 2.14 Penampang <i>Circular fin tube dan continuous fin tube</i> .....	24
Gambar 2.15 Penampang <i>Circular tube-Continuous fin HE</i> ...	25
Gambar 2.16 . Luas permukaan efektif per tube .....	27

Gambar 2.17 Grafik J dan f factor Kays and London .....	30
Gambar 2.18 Tipe aliran cross pada heat exchanger .....	31
Gambar 2.19 Pengaruh tebal sirip (t) dan konduktifitas termal sirip (K) terhadap distribusi temperature sepanjang sirip .....	33
Gambar 3.1 Diagram Blok Sistem ORC yang dirancang .....	37
Gambar 3.2 p-h diagram siklus organik rankine cycle .....	38
Gambar 3.3 Diagram Alir Perancangan Sistem .....	39
Gambar 3.4 Diagram Alir Perancangan Heat Exchanger .....	40
Gambar 3.5 T-x diagram pada Kondensor .....	41
Gambar 3.6 Penampang sirip .....	42
Gambar 3.7 Diagram Alir Perancangan Kondensor .....	45
Gambar 3.8 T-x diagram pada evaporator .....	46
Gambar 3.9 Diagram Alir Perancangan Evaporator .....	49
Gambar 4.1 Check Point Sistem Rancangan Organic Rankine Cycle .....	51
Gambar 4.2 (a)T-s dan (b) P-h Diagram Rancangan Sistem ORC .....	52
Gambar 4.3 Model sistem kondensor pendingin udara .....	55
Gambar 4.4. frontal area pada kondensor .....	56
Gambar 4.5 Kondisi temperatur keluar dan masuk kondensor ..	57
Gambar 4.6 LMTD correction factor for single pass cross – flow both fluid unmixed .....	59
Gambar 4.7 Konfograsi <i>circular Tubes, continous fin</i> (kondensor) .....	60
Gambar 4.8 Dimensi Rancangan Kondensor .....	61
Gambar 4.9 <i>Finned Heat Exchanger</i> .....	62
Gambar 4.10 Luas Perpindahan Panas Total Per <i>Tube</i> .....	64
Gambar 4.11 grafik j coulburn factor vs reynold number eksperimen kays and London .....	66
Gambar 4.12 Grafik angka reynold terhadap faktor gesek .....	74
Gambar 4.13 Grafik efektivness = f (NTU, C <sub>r</sub> )pada kondensor	78
Gambar 4.14 Model Sistem Evaporator .....	79
Gambar 4.15 Kondisi temperatur <i>in And Out</i> evaporator .....	80

Gambar 4.16 Konfogurasi circular Tubes, continous fin heat exchanger .....	83
Gambar 4.17 Dimensi Rancangan Evaporator .....	85
Gambar 4.18 Grafik efektivness = $f(NTU, C_r)$ pada Evaporator .....	97



***[Halaman ini sengaja dikosongkan]***

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

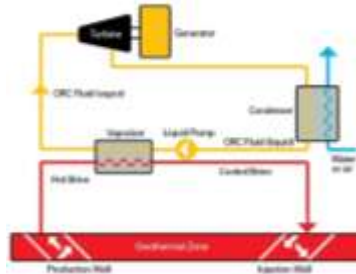
Dewasa ini persediaan sumber daya energi fosil yang semakin menipis akan membawa dampak yang signifikan pada setiap aspek kehidupan di Indonesia, oleh karena itu saat ini banyak dilakukan penelitian tentang sumber-sumber energi alternatif. Beberapa contoh sumber energi alternatif adalah sumber energi matahari, energi biomassa, energi angin, energi nuklir, dan energi panas bumi. Indonesia merupakan negara yang memiliki salah satu sumber energi panas bumi yang cukup besar. Data potensi panas bumi Indonesia dapat di lihat pada gambar dibawah ini



Gambar 1.1 Potensi Geothermal di Indonesia

Salah satu upaya yang dapat dilakukan untuk memanfaatkan energi panas bumi adalah untuk menghasilkan energi listrik menggunakan sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) yakni sistem yang memiliki prinsip kerja sama dengan turbin uap tetapi fluida kerja yang digunakan adalah refrigerant atau sejenisnya yang mampu beroperasi pada sumber panas bumi dengan tekanan dan temperatur rendah. Sistem ini mampu memanfaatkan sumber energi panas yang memiliki temperatur dan tekanan rendah yakni pada temperatur  $90^{\circ}\text{C}$ - $120^{\circ}\text{C}$  dan tekanan 5-10 bar untuk

membangkitkan uap fluida organik dengan pembangkit listrik skala kecil hingga menengah.



Gambar 1.2 Basic Design Organic Rankine Cycle

Penelitian ini dilakukan dengan mendesain sistem *Organic Rankine Cycle*. Salah satu komponen utama yang menjadi pokok penelitian pada sistem *Organic Rankine Cycle* yakni rancang bangun *heat exchanger*. Tipe *heat exchanger* yang dipilih adalah *compact heat exchanger* dengan mempertimbangan laju perpindahan panas dan *pressure drop*. *Surface designation S8.0-38T* pada penelitian *Kays And London* digunakan sebagai geometri dasar perancangan *heat exchanger*. Rancang bangun dilakukan untuk membuat kondensator dan evaporator untuk memenuhi sistem *Organic Rankine Cycle* dengan kapasitas 1 kilowatt. Dari penelitian ini diharapkan data-data geometri, analisa termodinamika dan perpindahan panas serta besar *pressure drop* sebagai dasar mengetahui parameter dan operasi optimum untuk mendesain suatu *heat exchanger* sesuai dengan sistem yang dibangun.

## 1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut maka dapat dirumuskan beberapa permasalahan yang akan dikaji pada perancangan sistem dan alat penukar kalor ini, antara lain :

1. Bagaimana memanfaatkan energi dari sumber panas yang bertemperatur dan bertekanan rendah agar dapat dikonversi menjadi energi listrik

2. Bagaimana mendesain kondensor dengan media pendingin udara lingkungan yang digunakan untuk melepas panas uap pada sistem *Organic Rankine Cycle* dan menganalisa secara teori
3. Bagaimana mendesain evaporator dengan media air pemanas yang tercelup digunakan untuk membangkitkan uap pada sistem *Organic Rankine Cycle* dan menganalisa secara teori

### 1.3 Batasan Masalah

Untuk memberikan gambaran yang lebih jelas mengenai masalah yang dikaji dalam penulisan tugas akhir ini, maka perlu kiranya diberikan batasan masalah sebagai berikut:

1. Sistem yang digunakan adalah sistem dasar dari *Organic Rankine Cycle* yaitu evaporator, kondensor, pompa dan turbin uap.
2. Kondisi dalam sistem dalam keadaan tunak (*steady state*)
3. Temperatur pada permukaan *tube uniform*
4. Media pemanas pada evaporator menggunakan air temperatur  $100^{\circ}\text{C}$  dan pendingin udara pada kondensor  $35^{\circ}\text{C}$
5. Pemilihan jenis *fin* yaitu model *continuous fin circular tube*
6. Perancangan tidak mengikutsertakan analisa metalurgi dan analisa ekonomi
7. Fluida kerja yang digunakan adalah R-141b
8. Pengaruh perpindahan panas secara radiasi antar *tube* diabaikan
9. Pada pendekatan termodinamika tidak ada penurunan tekanan sepanjang evaporator dan kondensor
10. Tidak ada kebocoran dalam sistem

### 1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Merancang sebuah sistem *Organic Rankine Cycle*

2. Mendapatkan geometri dari alat penukar panas yang digunakan sebagai pembangkit uap pada *Organic Rankine Cycle*
3. Mendapatkan geometri dari alat penukar panas yang digunakan sebagai pelepas panas pada *Organic Rankine Cycle*

### **1.5 Manfaat Hasil Penelitian**

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai :

1. Memberikan informasi dan pengetahuan tentang sistem *Organic Rankine Cycle*
2. Dapat memberikan informasi serta pengetahuan kepada kita mengenai parameter-parameter apa saja yang digunakan dalam merancang suatu alat penukar panas tipe *compact* dengan *circular tube fin- continous* .
3. Serta parameter utama yang dibutuhkan untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas yang dihasilkan komponen kondensator dan evaporator pada suatu sistem yakni *Organic Rankine Cycle*.

### **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan di susun untuk memberikan gambaran penjas mengenai bagian-bagian tugas akhir, diantaranya:

## **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini menjelaskan secara singkat tinjauan secara umum mengenai latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, dan sistematika penulisan dari tugas akhir ini.

## **BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI**

Bab ini menjelaskan beberapa teori penunjang yang digunakan untuk menyelesaikan tugas akhir ini, berupa penelitian sebelumnya yang masi berhubungan dengan penelitian yang sedang diteliti. Mengambil kekurangan dan kelebihan dari

penelitian sebelumnya untuk dapat diterapkan dan dikembangkan. Dasar teori digunakan sebagai referensi atau materi rujukan sebagai dasar dalam melakukan rancang bangun maupun evaluasi unjuk kerja dari suatu peralatan alat penukar kalor.

### **BAB III METODOLOGI PERANCANGAN**

Bab ini menjabarkan alur proses kegiatan tugas akhir ini dari mulai awal hingga akhir dan menjabarkan mengenai prosedur atau langkah-langkah dalam melakukan rancang bangun kondensor dan evaporator. Metode yang digunakan mendesain *heat exchanger* adalah metode  $\Delta T_{LMTD}$  dan metode NTU digunakan untuk menguji performa *heat exchanger* yang dirancang.

### **BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN**

Bab ini menjelaskan bagaimana perancangan dan evaluasi kondensor dan evaporator. Perancangan berdasarkan analisis perpindahan panas. Analisis tersebut meliputi desain *heat exchanger* menggunakan *surface* geometri Kays and London adapun hasil perhitungan yang didapatkan berupa  $\Delta T_{LMTD}$ , dimensi *heat exchanger*, koefisien konveksi *internal* dan *eksternal*, *overall heat transfer coefficient*, luasan perpindahan panas, dan besar *pressure drop*

### **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

Bab ini berisi kesimpulan dari pembahasan masalah serta saran yang diberikan untuk pengembangan selanjutnya

### **DAFTAR PUSTAKA**

Berisi tentang referensi-referensi yang terkait dengan materi pembahasan, berupa buku, jurnal tugas akhir terdahulu, maupun *website* yang dijadikan acuan untuk menyelesaikan tugas akhir ini.

### **LAMPIRAN**

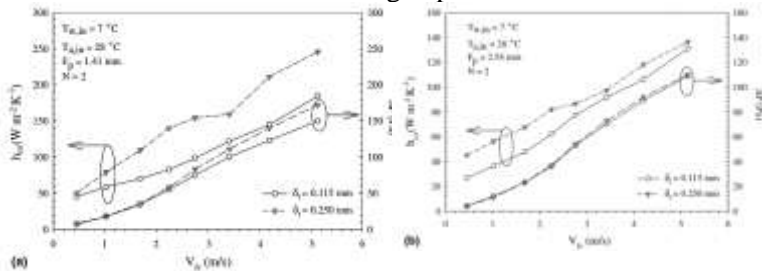
*[Halaman ini sengaja dikosongkan]*

## BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

### 2.1 Penelitian Terdahulu

#### 2.1.1 Effect of Fin Thickness on the air-side performance of wavy fin-and tube heat exchangers under dehumidifying conditions

Penelitian tentang “*Effect of Fin Thickness on the air-side performance of wavy fin-and tube heat exchangers under dehumidifying conditions*” telah dilakukan oleh thirapat kuvannarat, dkk (2014) dimana pada penelitian ini dikaji pengaruh dari perubahan ketebalan *fin* dan jarak antar *fin* terhadap karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada *wavy fin-tube heat exchanger*, dimana variasi yang dilakukan adalah perubahan jarak antar *fin* (*fin pitch*) yaitu : 1,41mm, dan 2,54 dengan kecepatan udara masuk ( $V_{fr}$ ) adalah 0,5 – 5,5 m/s dengan interval 0,5 m/s. Penelitian ini menghasilkan beberapa perubahan *fin pitch* dan *fin thickness* yang akan berpengaruh pada pola aliran udara yang melintasi permukaan tube, dan besar koefisien konveksi sisi udara dengan penurunan tekanan.

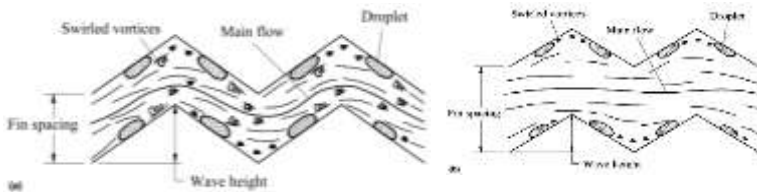


Gambar 2.1 pengaruh ketebalan *fin* terhadap koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan dengan 2 baris tube longitudinal a)  $F_p=1,41\text{mm}$  b)  $2,54\text{ mm}$

Pada gambar 2.1 diatas menunjukkan grafik kecepatan terhadap nilai koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan. Pada ketebalaan *fin* yang besar memiliki kenaikan nilai koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan semakin



besar seiring bertambahnya kecepatan udara yang melintasi tube . Pada gambar 2.2 menunjukkan profil kecepatan udara yang melintasi *fins*. jarak *fin* yang kecil memiliki pola aliran lebih *turbulen* dibandingkan dengan jarak *fin* yang besar. Aliran yang turbulen memiliki perpindahan panas yang baik sehingga pendinginan udara yang melintasi *tube* memiliki koefisien yang lebih besar.



Gambar 2.2 profil kecepatan udara yang melintasi tube dengan *fin* berpola wavy a) jarak *fin* kecil b) jarak *fin* besar

### 2.1.2 Perancangan Kondensor dan Evaporator Untuk Organic Rankine Cycle dengan Fluida Kerja R-123 sebagai pembangkit listrik

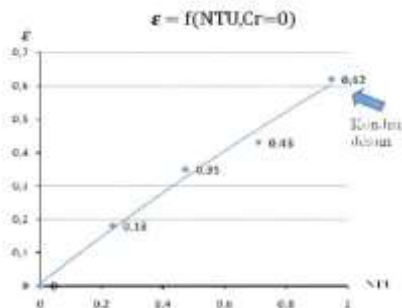
Penelitian tentang “Perancangan Kondensor dan Evaporator untuk *Organic Rankine Cycle* dengan Fluida Kerja R-123 sebagai Pembangkit Listrik” telah dilakukan oleh Soni Edi Setiawan. Pada penelitian ini perancangan evaporator dan kondensor digunakan metode  $\Delta TLMTD$  untuk mendapatkan dimensi dari evaporator dan kondensor untuk sistem ini. Analisa NTU digunakan untuk mengetahui unjuk kerja dari evaporator dan kondensor yang telah dirancang. Perhitungan pressure drop juga dilakukan dalam perancangan ini untuk mengetahui kerugian tekanan yang terjadi. Penelitian ini mampu menghasilkan sebuah evaporator dan kondensor untuk sistem *Organic Rankine Cycle*. Dengan dimensi dari evaporator adalah: panjang = 0.5 m, tinggi = 0.5 m dan lebar = 0.078 m. Sedangkan untuk kondensor adalah panjang = 1.510 m, Tinggi = 1.093 m dan lebar = 0.384 m. Efektifitas dari evaporator adalah 0.67 dan kondensor adalah

0.62. Penurunan tekanan pada sisi refrigeran pada evaporator adalah 0.172 bar sedangkan pada kondensor adalah 0.047 Bar.



Gambar 2.3 hasil rancangan kondensor shell and tube dan evaporator tipe compact

Adapun hasil perhitungan effectiveness dari hasil perancangan kondensor dapat dilihat pada diagram berikut.

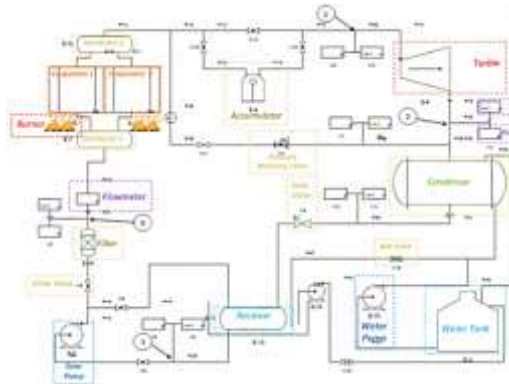


Gambar 2.4 Grafik effectiveness kondensor fungsi massa alir refrigerant

Dari grafik diketahui bahwa nilai *effectiveness maksimum* dari kondensor adalah pada massa alir 0,40258 kg/s yakni pada desain dari kondensor. Dengan kenaikan massa alir dari refrigerant maka nilai NTU akan naik sehingga *effectiveness* juga akan naik. Namun jika massa alir refrigerant terus dinaikkan maka *effectiveness* akan cenderung menurun karena kemampuan daya serap kalor oleh pendingin terbatas.

### 2.1.3 Studi Eksperimen Karakteristik Siklus Dari Sistem Organic Rankine Cycle Dengan Fluida Kerja R-123

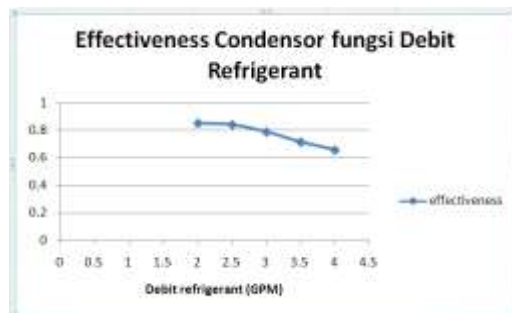
Pada tugas akhir ini dilakukan penelitian dengan metode eksperimen pada suatu sistem *Organic Rankine Cycle* yang telah dibangun dilakukan oleh Rony Putera Napitupulu. Sistem ORC yang diuji memiliki empat komponen utama yaitu, turbin, kondensor, pompa dan evaporator. Sistem ORC bekerja dengan menggunakan fluida kerja R-123. Pada Penelitian yang telah dilakukan difokuskan pada bagaimana efisiensi termal yang dihasilkan oleh sistem ORC dan besar *effectiveness* dari komponen kondensor fungsi dari variasi aliran fluida kerja mulai dari flowrate 4 GPM – 2 GPM dengan penurunan setiap 0,5 GPM.



Gambar 2.5 Sistem instalasi percobaan organic rankine cycle

Hasil yang didapatkan berupa grafik –grafik, dua diantaranya adalah grafik ,laju perpindahan panas pada kondensor dan *effectiveness* kondensor fungsi debit fluida kerja. Dari grafik dapat dilihat bahwa trend grafik cenderung naik seiring dengan kenaikan debit fluida kerja. Hal ini terjadi karena bertambahnya mass flowrate yang terjadi disetiap peningkatan debit fluida kerja. Walaupun nilai enthalpy fluida kerja yang melalui komponen kondensor cenderung menurun seiring dengan kenaikan debit namun kenaikan nilai mass flowrate masih lebih signifikan untuk

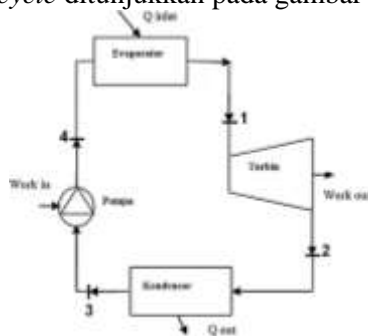
memberikan perpindahan panas yang lebih besar. Semakin baik kondensor bekerja mendinginkan fluida kerja, maka semakin besar juga laju perpindahan panas yang dapat dipindahkan kedalam air pendingin. Nilai *effectiveness* kondensor akan semakin turun seiring dengan kenaikan debit refrigerant. Hal ini terjadi karena  $q_{actual}$  naik secara konstan sedangkan  $q_{maks}$  naik secara signifikan. Kenaikan  $q_{maks}$  yang signifikan terjadi karena seiring dengan kenaikan debit refrigerant selisih suhu  $T_{hi}$  dikurangi dengan  $T_{ci}$  lebih besar dibandingkan dengan selisih suhu  $T_{hi}$  dikurangi dengan  $T_{ho}$ . Untuk efisiensi *thermal* siklus *Organic Rankine Cycle* berkisar antara 9% - 9,5 % pada variasi flowrate fluida kerja.



Gambar 2.6 grafik hasil percobaan variasi debit refrigerant terhadap laju perpindahan panas pada kondensor dan evaporator

## 2.2 Organic Rankine Cycle

*Organic Rankine Cycle* (ORC) merupakan jenis siklus Rankine yang menggunakan fluida kerja organik sebagai fluida kerjanya. Dengan menggunakan bahan organik yang memiliki massa molekul yang besar dengan titik didih yang rendah daripada titik didih air. Fluida ini memungkinkan pemanfaatan panas dengan siklus Rankine yang bekerja pada temperatur rendah, seperti panas sisa dari industri (*waste heat*), panas bumi (*Geothermal*), panas matahari (*solar cell*) dan sebagainya. Panas tersebut dapat diubah menjadi kerja pada turbin dengan dihubungkan pada generator dan diubah menjadi energi listrik. Siklus ORC merupakan suatu siklus uap dimana siklus ORC menggunakan fluida kerja organik (*refrigerant*). Siklus sederhana *organic rankine cycle* ditunjukkan pada gambar 2.7 berikut ini :



Gambar 2.7 Sistem Siklus Organic Rankine Cycle

Siklus sederhana organic rankine cycle terdiri dari empat komponen utama yaitu:

1. Evaporator

Evaporator merupakan salah satu jenis alat penukar panas berfungsi untuk mengevaporasi fluida organik dari liquid menjadi uap sebelum masuk ke dalam turbin.

2. Turbin

Turbin berfungsi untuk mengekspansi atau menurunkan tekanan dari fluida organik dan yang akan menghasilkan energi listrik bila disambungkan ke generator.

### 3. Kondensor

Kondensor merupakan salah satu jenis alat penukar panas yang berfungsi untuk mengkondensasikan uap dari fluida kerja organik menjadi cairan dimana pada proses ini berlangsung pada tekanan dan temperatur konstan

### 4. Pompa

Pompa berfungsi untuk menaikkan tekanan dari fluida organik sesuai dengan tekanan yang diperlukan oleh evaporator sebelum masuk kembali ke evaporator, dimana di masing – masing komponen terjadi proses termodinamika seperti pada siklus Rankine.

Perbedaan utama siklus Rankine dan ORC yaitu pada siklus Rankine menggunakan fluida kerja air untuk menghasilkan uap, sedangkan pada ORC menggunakan fluida kerja organik dan juga pada siklus Rankine menggunakan boiler sebagai tempat penambahan panas sedangkan pada sistem ORC menggunakan evaporator sebagai tempat penyerapan panas sehingga pada siklus ini kita tidak menggunakan suatu wadah untuk proses pembakaran sehingga tidak menghasilkan polusi udara akibat dari proses pembakaran.

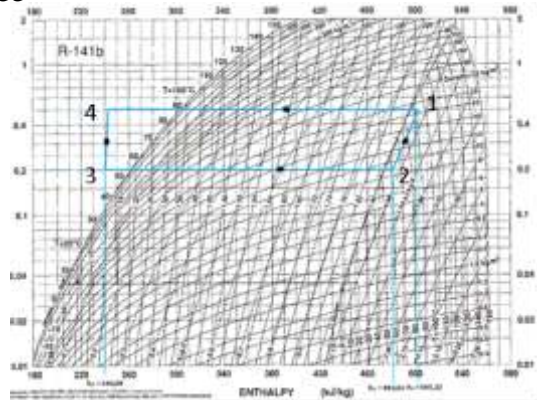
Analisa energi pada tiap komponen utama pada sistem *Organic Rankine Cycle* ini dapat menggunakan persamaan hukum pertama termodinamika untuk mendapatkan kerja output dan panas yang diterima maupun yang dikeluarkan oleh sistem ini. Persamaan yang digunakan adalah hukum keseimbangan energi sebagai berikut :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left\{ h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right\} - \dot{m}_e \left\{ h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right\} \quad (2.1)$$

**a. Proses 1 – 2 (Turbin) :** uap dari evaporator pada titik 1. Dengan temperatur dan tekanan yang tinggi, masuk menuju turbin kemudian diekspansikan untuk masuk ke kondensor pada titik 2. Dengan mengambil control volume pada turbin dan mengasumsikan bahwa turbin bekerja secara isentropik, maka daya turbin dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (2.2)$$

Dimana  $W_T$  merupakan power turbin, untuk  $h_1$  dan  $h_2$  merupakan entalpi dari fluida kerja yang masuk dan meninggalkan turbin.



Gambar 2.8 Diagram Mohler Proses Organic Rankine Cycle

- b. Proses 2 – 3 (Kondensor) :** Untuk proses 2 - 3 terjadi pada kondensor, panas yang hilang pada kondensor dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.3)$$

Dimana  $h_2$  dan  $h_3$  merupakan entalpi dari fluida kerja yang masuk dan keluar kondensor.

- c. Proses 3 – 4 (Pompa) :** Refrigerant keluar dari kondensor pada titik 3 kemudian dipompa menuju ke evaporator. Dengan mengambil control volume pada pompa dan mengasumsikan bahwa pompa bekerja secara isentropik, maka daya pompa dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (2.4)$$

Dimana  $W_p$  adalah kerja pompa, untuk  $h_3$  dan  $h_4$ , merupakan entalpi fluida kerja masuk dan keluar pompa yang bekerja secara isentropik.

- d. Proses 4 – 1 (Evaporator) :** Untuk proses 4 - 1 terjadi pada evaporator dimana terjadi proses evaporasi untuk mengubah liquid menjadi uap, dimana panas rata – rata yang diberikan evaporator ke fluida kerja dapat ditentukan dengan persamaan:
- $$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

Dimana  $h_1$  dan  $h_4$  merupakan entalpi dari fluida kerja yang keluar dan masuk evaporator.

- e. Efisiensi Siklus :** Untuk efisiensi dari siklus dapat dinyatakan sebagai rasio antara kerja bersih dari siklus dibagi dengan panas yang diberikan evaporator, dapat ditulis sebagai berikut:

$$\eta_{Cycle} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E} \quad (2.6)$$

Dimana dengan mensubstitusi persamaan (2.2), (2.3) dan (2.5) kedalam persamaan (2.6) sehingga efisiensi thermal untuk siklus dasar ORC dapat dituliskan:

$$\eta_{Cycle} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (2.7)$$

Untuk kerja rasio kerja balik dihitung dengan rumus:

$$bwr = \frac{\dot{W}_P / \dot{m}}{\dot{W}_T / \dot{m}} \quad (2.8)$$

### 2.2.1 Penerapan Organic Rankine Cycle

Penggunaan limbah panas dari suatu proses adalah penerapan *Organic Rankine Cycle* yang utama. Beberapa penggunaan sistem *Organic rankine cycle* adalah penggunaan limbah panas dari pembakaran biomassa, limbah panas mesin pembakaran dalam dan proses panas bumi

- **Panas dari Pembakaran Biomassa**

Pembakaran adalah proses yang paling umum untuk produksi energi dari bahan bakar terbarukan ini. Fakta bahwa pembakaran biomassa bebas dari CO<sub>2</sub> telah menyebabkan negara-negara memberikan dukungan keuangan untuk pengembangan teknologi pembakaran biomassa. Dengan



bahan bakar padat seperti biomassa sistem ORC terbukti dapat memproduksi daya hingga 1 mega watt listrik. Efisiensi listrik dari proses ORC terletak antara 6-17% (Karl, 2004). Walaupun efisiensi ORC rendah, tetapi memiliki keuntungan lain, seperti fakta bahwa sistem dapat bekerja tanpa pemeliharaan, sehingga menyebabkan biaya personil yang sangat rendah.

- **Limbah Panas dari Mesin IC**

Contoh ORC yang bersumber dari limbah panas berasal dari bidang mesin Pembakaran internal (IC). Proses ORC dapat ditemukan misalnya dalam proses biomassa. Dalam hal ini, biogas yang keluar dari digester biomassa dibakar dalam mesin pembakaran dalam. Limbah panas dari hasil mesin pembakaran dalam digunakan untuk mengoprasikan siklus ORC. Gas buang yang meninggalkan motor biasanya pada suhu sekitar 490 °C

- **Tenaga Panas Bumi**

Kasus lain di mana teknologi ORC digunakan adalah dengan memanfaatkan panas bumi yang memiliki suhu antara 80 °C dan 160 °C. Contoh tenaga panas bumi yang digunakan untuk proses ORC adalah Neustadt-Glewe plant di Jerman yang merupakan pembangkit listrik tenaga panas bumi pertama di Jerman (Lund, 2005). Pembangkit ini menggunakan Organik Rankine Cycle sederhana dan menggunakan n- Perfluorpentane (C5F12) sebagai fluida kerjanya. Menggunakan air yang bersuhu sekitar 98 °C dari kedalaman 2.250 meter dan mengubah panas ini menjadi 210 kW listrik melalui turbin Organik Rankine Cycle (ORC). Penggunaan tenaga panas bumi untuk proses ORC lainnya adalah Altheim Rankine Cycle Turbo Generator di atas Austria kota Altheim. Pembangkit ini menghasilkan 1 Mega Watt daya listrik.

## 2.3 Fluida Kerja

Sifat dan kriteria Fluida kerja memainkan peranan penting dalam siklus *organic rankine cycle*. Sebuah fluida kerja tidak cukup hanya memiliki sifat termodinamika yang cocok terhadap aplikasinya, tapi juga memiliki stabilitas kimia yang memadai dalam kisaran suhu yang diinginkan. Pemilihan fluida mempengaruhi efisiensi sistem, kondisi operasi, dampak lingkungan dan ekonomi viabilitas. Kriteria seleksi ditetapkan untuk mencari kandidat potensial fluida kerja untuk siklus yang berbeda - beda pada berbagai kondisi.

R-141b (HCFC-141b) juga termasuk refrijeran jenis HCFC dengan rumus kimia  $C_2H_3Cl_2F$ . Refrijeran ini tidak mudah terbakar, tidak beracun, tidak berwarna dan berfasa cair pada kondisi atmosferik. Nilai ODP dan GWP nya masing-masing 0,11 dan 0,09. R-141b secara umum digunakan sebagai refrijeran, namun juga dapat digunakan sebagai pembersih untuk menggantikan R-113 dan sebagai *plastic foamer* untuk menggantikan R-11.



Gambar 2.9 Refrijerant R-141b

### 2.3.1 Termodinamika dan sifat fisik

Secara termodinamika dan sifat fisik yang harus diperhatikan dalam pemilihan fluida kerja adalah sebagai berikut :

1. Kalor laten penguapannya harus cukup tinggi

Sebuah fluida dengan panas laten yang tinggi akan menyerap lebih banyak energi dari sumber dalam evaporator dan dengan demikian mengurangi laju aliran yang dibutuhkan

2. Densitas harus cukup tinggi

Dengan densitas yang cukup tinggi akan mengurangi laju aliran dapat menguntungkan bagi pompa.

3. Titik beku yang rendah

Titik beku harus lebih rendah dari suhu terendah dalam siklus untuk menghindari pembekuan fluida kerja pada saat proses siklus sedang berlangsung.

4. Stabilitas yang baik di suhu tinggi

Tidak seperti air, fluida organik biasanya mengalami kerusakan kimia dan dekomposisi pada tinggi suhu. Sehingga suhu maksimum sumber panas dibatasi oleh stabilitas kimia dari fluida kerja

5. Konduktifitas termal yang tinggi

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor.

6. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas

Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.

### 2.3.2 Properties Refrigerant sebagai Fluida Kerja

R-141b (HCFC-141b) juga termasuk refrijerant jenis HCFC dengan rumus kimia  $C_2H_3Cl_2F$ . Jenis refrijerant ini memiliki sifat tidak mudah terbakar, tidak beracun, tidak berwarna dan berfasa cair pada kondisi atmosferik dan memiliki bau halus dan mudah menguap. Nilai ODP dan GWPnya masing-masing 0,11 dan 0,09. Aplikasinya secara umum adalah sebagai refrijerant, biasanya digunakan untuk blowing agent dan cairan pemadam namun dapat juga digunakan sebagai pembersih untuk menggantikan R-113. *Physical properties* dari R-141b dapat dilihat pada table berikut :

**Tabel 2.1** Sifat fisik Refrigerant R141b

<b>Formula Molekul</b>	$CH_3CCL_2F$	<b>Suhu Kritis (°C)</b>	204,20
<b>Berat Molekul</b>	116,95	<b>Tekanan Kritis (MPa)</b>	4,25

<b>Titik Didih 101,3KPa (°C)</b>	32,00	<b>ODP</b>	0,086
<b>Titik Beku 101,3KPa</b>	-	<b>GWP</b>	700,00
<b>Densitas 30°C (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1221,00		

*Dichlorofluoroethane* (HCFC-141b) dapat menjadi pengganti CFC-11 sebagai *foaming agent* untuk *rigid or soft PU foam* without changing process and equipment, atau CFC-113 sebagai pembersih metal dan solder remover sama baiknya

**Tabel 2.2** Indeks Refrigerant R141b

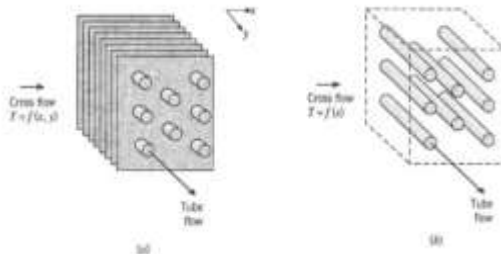
<b>Kemurnian</b>	> 99,8%	<b>Kadar Klorida</b>	-
<b>Kandungan Air</b>	< 0,002%	<b>Penampakan</b>	Tidak Berwarna dan Jernih
<b>Keasaman</b>	< 0,00001%	<b>Aroma</b>	Tidak Beraroma
<b>Residu Penguapan</b>	< 0,01%		

## 2.4 Heat Exchanger

Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*) merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk menurunkan dan atau meningkatkan temperatur sebuah sistem dengan memanfaatkan suatu media pendingin atau pemanas sehingga kalor dapat berpindah dari temperatur tinggi ke temperatur rendah. Berdasarkan konstruksinya, alat penukar kalor dibedakan menjadi 3 jenis yaitu : *shell and tube heat exchanger*, *concentric heat exchanger*, dan *compact heat exchanger*. Pada penelitian tugas akhir ini, jenis alat penukar kalor yang akan didesain untuk memenuhi sistem yang dirancang adalah jenis *tube fin heat exchanger*. Alat penukar

kalor menurut proses perpindahan panasnya dapat dilakukan secara langsung atau tidak diantaranya :

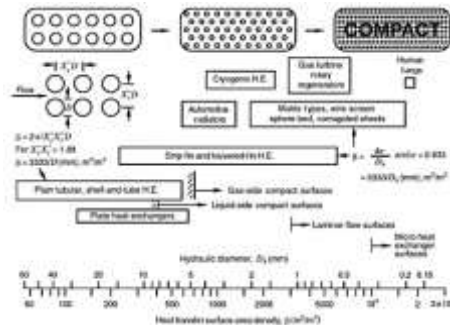
1. Alat penukar kalor yang langsung ialah dimana fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin (tanpa adanya pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu.
2. Alat penukar kalor yang tidak langsung ialah dimana fluida panas tidak berhubungan langsung (*indirect contact*) dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan panasnya itu mempunyai media perantara seperti pipa, plat atau peralatan jenis lainnya.



Gambar 2.10 Penukar kalor aliran melintang (a) bersirip dengan kedua fluidanya tidak campur (b) tidak bersirip dengan satu fluida campur dan satu fluida lagi tidak campur

Pengklasifikasian heat exchanger selanjutnya adalah berdasarkan luas bidang kontak terjadinya perpindahan panas antar fluida. Parameter yang digunakan dalam pengklasifikasian ini adalah sebuah satuan besar luas permukaan bidang kontak di setiap volume *heat exchanger*. Semakin luas permukaan bidang kontak perpindahan panas per satuan volume, maka akan semakin besar efisiensi perpindahan panas yang didapatkan. Namun hal tersebut harus juga memperhatikan jenis fluida kerja yang digunakan. Semakin besar kandungan partikel di dalam fluida tersebut, maka semakin rendah juga kebutuhan luas permukaan bidang kontak perpindahan panas pada heat exchanger. Pengklasifikasian *heat exchanger* berdasarkan hal ini antara lain

adalah *compact heat exchanger* dengan luas bidang kontak di atas  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ; *Laminar Flow Heat Exchanger* dengan luas bidang permukaan di atas  $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ; serta *Micro Heat Exchanger* dengan luas bidang kontak di atas  $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .



Gambar 2.11 Klasifikasi Heat Exchanger Berdasarkan Luas Permukaan Perpindahan Panas

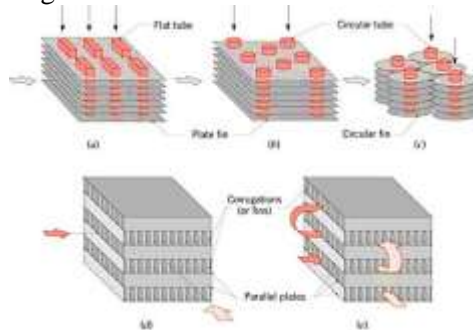
### 2.4.1 Compact Heat Exchanger

Penukar kalor kompak (*compact heat exchanger*) adalah tipe yang memiliki luasan perpindahan panas yang sangat besar ( $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) per satuan volume. Alat penukar kalor jenis ini sangat cocok untuk penerapan dalam aliran gas dimana memiliki nilai  $h$  yang rendah. Untuk menghasilkan luas permukaan perpindahan panas yang besar maka digunakan susunan tube berfin maupun menggunakan *plate-fin*. *Compact heat exchanger* banyak digunakan di dunia industri maupun untuk keperluan sehari-hari baik untuk fluida gas dengan gas maupun gas dengan cairan. Beberapa contoh penggunaannya adalah kondensor dan evaporator pada sistem refrigerasi dan tata udara, pendingin oli pada pesawat udara, radiator pada mesin-mesin otomotif dan pembangkit tenaga dengan skala kecil menengah. Macam-macam penukar kalor jenis *compact heat exchanger* diantaranya adalah *circular finned tubes*, *finned flat tubes*, dan *plate fin heat exchanger*.

Pada konstruksi *compact heat exchanger* pada gambar dibawah terdapat sirip (*fin*) yang berfungsi untuk laju

perpindahan panas dari permukaan ke fluida sekeliling. *Compact heat exchanger* sering digunakan dalam dunia industri maupun untuk keperluan sehari-hari. Tipe ini baik digunakan untuk jenis fluida gas dengan cairan maupun fluida gas dengan gas. Biasanya alat penukar panas ini digunakan bila koefisien konveksi dari penukar panas yang bersinggungan dengan salah satu fluida jauh lebih kecil dibandingkan koefisien konveksi dari kedua fluida yang ada. Adapun karakteristik dari *Compact heat exchanger*:

- Memiliki permukaan yang diperluas (*extended surface*)
- Fluida yang berupa cairan harus bersih dan relatif nonfouling karena diameter hidroliknya kecil ( $D_h$ )
- Berbagai permukaan yang tersedia memiliki urutan yang berbeda-beda dari luas
- permukaan rapat massa.
- Paling tidak ada satu fluidanya yang berbentuk gas.
- Luas permukaan *compact heat exchanger* besar dan panjang yang pendek, sehingga desain dari *compact heat exchanger* penting untuk *uniform flow distribution*.
- Mudah dalam mendistribusikan luas permukaan di sisi yang panas atau dingin sesuai yang diinginkan oleh perancang.



Gambar 2.12 Inti dari *compact heat exchangers* (a) *Fin-tube* (pipa datar, sirip plat menyeluruh) (b) *Fin-tube* (pipa bundar, sirip plat menyeluruh) (c) *Fin-tube* (pipa bundar, sirip bundar) (d) *Plate-fin* (laluang tunggal) (e) *Plate-fin* (laluang banyak)



Gambar 2.13 Compact Heat Exchanger dan berbagai tipe permukaan fin

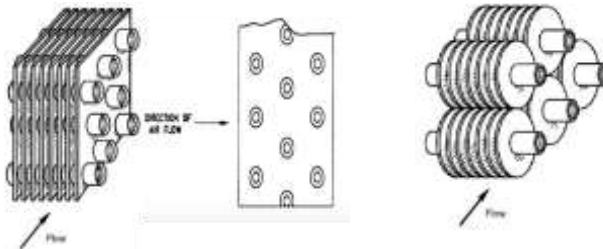
#### a. *Tube-Fin Heat Exchanger*

Satu kelemahan dari heat exchanger tipe tubular dan plat adalah koefisien perpindahan panas yang relatif rendah, yakni hanya mampu mencapai maksimal 60%. Hal ini dikarenakan angka perbandingan luas permukaan perpindahan panas tiap satuan volume yang rendah, yaitu kurang dari  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Sehingga salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi perpindahan panas adalah dengan jalan meningkatkan luas permukaan perpindahan panas, yakni dengan menggunakan sirip. Prinsip dasarnya adalah dengan adanya sirip ini maka permukaan kontak terjadinya perpindahan panas semakin luas sehingga meningkatkan efisiensi perpindahan panas ; pada fluida mengalir, dengan adanya sirip ini maka aliran fluida akan sedikit terhambat sehingga didapatkan waktu untuk transfer panas yang lebih lama dan efektif.

Tipe alat penukar kalor *Tube-Fin* banyak digunakan di dunia industri dalam berbagai penerapan. *Tube-fin heat exchanger* memiliki konstruksi yang tidak jauh berbeda dengan *plate fin heat exchangers*, perbedaan yang mendasar adalah area pertukaran kalor yang terjadi. Pada *Tube-fin heat exchangers*, aliran pertukaran kalor terjadi antara *tube* dan sirip (*fin*). Tube-fin pada



umumnya memiliki nilai *compactness* (kepadatan) yang lebih rendah jika dibandingkan dengan *plate-fin*, namun *tube-fin* memiliki jangkauan yang luas untuk tekanan operasi fluida. Penampang tube yang digunakan pada umumnya berbentuk bundar atau persegi panjang. Susunan tube ditunjukkan oleh gambar 2.14. Sirip-sirip pada *tube-fin heat exchanger* dirancang di luar maupun dalam sisi tube, atau di kedua sisi tube, tergantung pada aplikasinya. Sirip di luar sisi tube dapat dikategorikan sebagai berikut:



Gambar 2.14 Penampang *circular fin tube* dan *continuous fin tube*

## 2.4.2 Perhitungan Perancangan Luasan *Circular Tube Wavy Plate Fin Heat Exchanger*

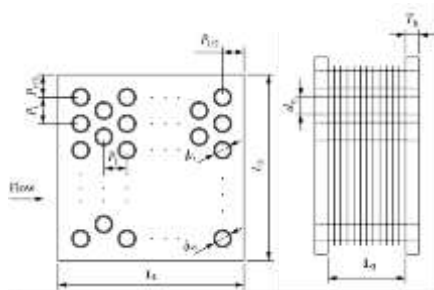
Pada perancangan *Plate fin heat exchanger* persamaan-persamaan yang dipakai hampir sama dengan perancangan *Individually finned tubes*. Perbedaannya hanya dalam persamaan karakteristik permukaan, efisiensi sirip, dan *pressure drop* berbeda dengan persamaan yang digunakan dalam *individually finned tubes*.

Geometri *fin tube heat exchanger* merupakan hal yang sangat kompleks. Hal ini dikarenakan komponen penyusun *heat exchanger* itu sendiri terdiri dari beberapa tube dengan bentuk pipa yang disusun tegak lurus dengan sirip yang mempunyai bentuk lembaran dengan ketebalan yang sangat tipis bila dibandingkan dengan panjang dan lebarnya. Untuk mencari unjuk kerja *compact heat exchanger*, terdapat parameter-parameter geometri yang harus diketahui dan dihitung terlebih dahulu diantaranya adalah luas permukaan pembuluh (*tube*)

efektif ( $A_b$ ), luas permukaan sirip efektif ( $A_f$ ), luas permukaan efektif total ( $A_o$ ), luas frontal ( $A_{fr}$ ) dan rasio luas perpindahan panas dengan volume total.

Pada saluran sirip nilai jumlah sirip tiap meter *Fin Pitch*, jarak antar plat penyekat *plat spacing* (b), jari-jari hidraulik (rh), tebal sirip (H), material sirip, rasio luas perpindahan panas/volume total antar plat, dan rasio luas sirip/luas total.

- **Geometri Permukaan *Finned Tube***



Gambar 2.15 Penampang Circular tube-Continuous fin Heat exchanger

Berdasarkan gambar 2.7 diatas maka, berbagai parameter yang telah disebutkan diatas dapat dihitung dengan rumusan sebagai berikut :

1) **Luas permukaan Efektif Total**

$$A_{Total} = A_{base} + A_{fin} \quad (2.9)$$

Luasan permukaan pembuluh efektif merupakan luasan selimut pembuluh (*tube*) yang bersinggungan dengan fluida yang mengalir diluar *tube*.

$$A_{base} = \pi \cdot d_o \cdot (L_2 - t_f \cdot N_f) \cdot N_{Tube} \quad (2.9a)$$

Luasan total fin adalah

$$A_{fin} = 2 \left( L_1 \cdot L_3 - \frac{\pi}{4} d^2 N_{tube} \right) N_{fin} + 2 L_3 \cdot t_{fin} \cdot N_{fin} \quad (2.9b)$$

Keterangan:

$d_r$  = diameter luar *tube* (m)

$N_T$  = Jumlah *tube* arah transversal

- $N_L$  = Jumlah *tube* arah longitudinal  
 $S$  = *fin spacing* (m)  
 $t$  = ketebalan *fin* (m)  
 $L_3$  = Tinggi *heat exchanger*  
 $L_2$  = Panjang *heat exchanger*

2) **Frontal Area ( $A_{fr}$ )**

Luas Frontal,  $A_{fr}$  dirumuskan dengan :

$$A_{fr, \text{Udara}} = L_2 \cdot L_3 \quad (2.10)$$

3) **Minimum Free flow area ( $A_{ff}$ )**

$$A_{ff} = \left\{ \left( \frac{L_3}{P_t} - 1 \right) Z + [(S_T - d_r) - (S_T - d_0) \cdot t_f \cdot N_f] \right\} \times L_2 \quad (2.11)$$

Dimana Z adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 Z &= 2x && \text{if } 2x < 2y \\
 Z &= 2y && \text{if } 2y < 2x
 \end{aligned}$$

$$\text{Dimana : } 2x = (S_T - d_r) - (S_L - d_r) \cdot t_f \cdot N_f \quad (2.11a)$$

$$y = \left[ \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 + (S_L)^2 \right]^{0,5} - d_r - (S_T - d_r) \cdot t_f \cdot N_f \quad (2.11b)$$

4) **Rasio antara *free flow* dengan luas frontal**

$$\sigma = \frac{L_2 \cdot L_3 - L_2 \cdot L_3 \cdot t_f \cdot N_f}{L_2 \cdot L_3} \quad \text{atau} \quad \sigma = \frac{A_{Ff}}{A_{Fr}} \quad (2.12)$$

5) **Rasio luas perpindahan panas total dengan volume ( $\alpha$ )**

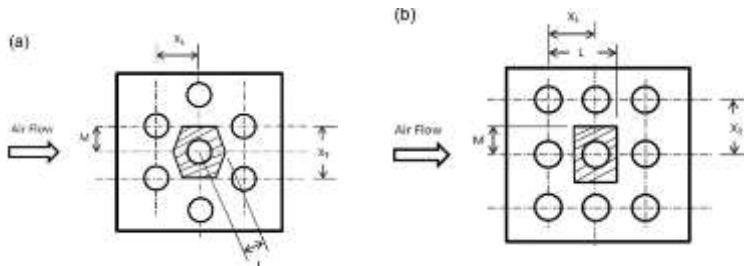
$$\alpha = \frac{A_{tot}}{V} \quad (2.13)$$

dimana :  $V = L_1 \times L_2 \times L_3$

6) **Luas permukaan efektif total per tube**

$$A_{base} = \pi \cdot d_o \cdot (L_2 - P_f(N_f - 1)) \quad (2.14)$$

$$A_{fin} = 2 \left( S_T \cdot S_L - \frac{\pi}{4} d^2 \right) N_{fin} + 2 S_T \cdot t_{fin} \cdot N_{fin} \quad (2.15)$$



Gambar 2.16. Luas permukaan efektif per tube

## 2.5 Tinjauan Perpindahan Panas

### 2.5.1 Konsep Perpindahan Panas Secara Umum

#### a. Konduksi

Konduksi merupakan perpindahan panas yang melalui zat perantara tanpa disertai dengan perpindahan bagian-bagian zat tersebut. Jika pada suatu benda terdapat gradien temperatur, perpindahan panas akan terjadi dari bagian temperatur yang tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Persamaan 2.9 merupakan persamaan perpindahan panas secara konduksi.

$$q = -k A \frac{dT}{dX} \quad (2.16)$$

keterangan:

$q$  = laju perpindahan kalor (W)

$k$  = konduktivitas termal (W/m.K)

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

$\frac{dT}{dX}$  = gradien suhu ke arah perpindahan panas

#### b. Konveksi

Konveksi merupakan perpindahan energi antara sebuah objek dengan lingkungannya karena adanya pergerakan fluida. Persamaan umum perpindahan panas secara konveksi adalah:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.17)$$

keterangan:

$q$  = Laju perpindahan kalor (W)

$h$  = Koefisien perpindahan panas konveksi ( $W/m^2K$ )

$A$  = Luas penampang ( $m^2$ )

$T_s$  = Temperatur pada permukaan benda (K)

$T_\infty$  = Temperatur *ambient* (K)

Koefisien perpindahan panas konveksi yang terjadi pada aliran *internal* maupun dipengaruhi oleh enam variabel yaitu diameter yang dilalui fluida ( $D_t$  dan  $D_s$ ), *konduktivitas termal fluida* ( $K_f$ ), kecepatan aliran fluida ( $v$ ), kerapatan massa ( $\rho$ ), viskositas ( $\mu$ ), dan panas spesifik fluida pada tekanan konstan ( $C_p$ ). Keenam variabel tersebut akan mempengaruhi angka Reynold, angka Prandtl, dan angka Nusselt.

### 2.5.2 Kesetimbangan Energi Pada *Heat Exchanger*

Didalam menganalisa alat penukar kalor digunakan hukum pertama termodinamika, dimana menyatakan bahwa perpindahan kalor rata-rata antara fluida panas sama dengan perpindahan kalor rata-rata pada fluida dingin

$$q_c = q_h \quad (2.18)$$

Dimana,

$$q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \text{ dan } q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.19)$$

Keterangan :

$\dot{m}_c, \dot{m}_h$	= Laju aliran massa (kg/s)
$C_{p,c}, C_{p,h}$	= Panas spesifik (kJ/kg.°C)
$T_{c,in}, T_{h,in}$	= Temperatur masuk (°C)
$T_{c,out}, T_{h,out}$	= Temperatur keluar (°C)
$c$ dan $h$	= Fluida dingin dan panas

Untuk mempermudah analisis penukar kalor diperlukan kombinasi laju aliran massa dengan panas spesifik fluida sehingga menjadi satu kuantitas yang disebut *kapasitas panas rata-rata*

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \text{ dan } C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (2.20)$$

### 2.5.3 Perpindahan Panas Sisi Dalam (*Internal Flow*)

Perpindahan panas di sisi *tube* tergantung pada kondisi alirannya yaitu *laminar* atau *turbulen*. Kondisi aliran dapat diketahui dari bilangan *reynold*. Persamaan bilangan *reynold* yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_s \cdot \mu \cdot N} \quad (2.21)$$

Sedangkan, untuk menghitung koefisien konveksi di dalam *tube* dapat dirumuskan sebagai berikut oleh *Dittus-Boelter* :

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (2.22)$$

Dimana :  $n = 0,4$  untuk fluida dalam *tube* mengalami pemanasan

$$(T_s > T_m)$$

$n = 0,3$  untuk fluida dalam *tube* mengalami pendinginan

$$(T_s < T_m)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi dalam *tube* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (2.23)$$

Keterangan :

Re= *Reynolds number* sisi *internal tube*

h= Koefisien konveksi sisi *internal tube* ( W/m<sup>2</sup>K)

Nu= *Nusselt number* sisi *internal tube*

$\dot{m}$ = Laju alir massa sisi *internal tube*(kg/s)

$\mu$ = *Viskositas* fluida sisi *internal tube*

k= *Konduktifitas thermal* (W/K)

Pr= *Prandalt number* sisi *internal tube*

### 2.5.4 Perpindahan Panas Sisi Luar (*Eksternal Flow*)

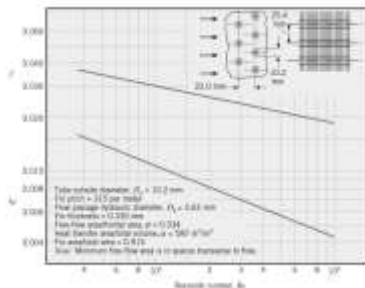
Koefisien konveksi pada sisi *eksternal* / *fins* dan gesekan aliran (*flow friction*) pada sebuah permukaan alat penukar kalor secara umum bergantung pada dimensi dan susunan *fin* yakni karakteristik dasar dari permukaan penukar kalor tersebut . Oleh sebab itu , dalam mengamati perpindahan panas pada *continuous plate fin heat exchanger* perlu diketahui dahulu luasan perpindahan panas dari *circular tube*. Karakteristik

tersebut dalam bentuk faktor *Coulburn factor* ( $j$ ) dan faktor gesekan  $f$  yang merupakan fungsi Bilangan *Reynold*  $Re$ . Nilai koefisien konveksi bisa didapatkan dengan mengetahui nilai dari *J-colburn* yang merupakan fungsi dari bilangan *reynolds*. Persamaan untuk menghitung bilangan *reynolds* adalah sebagai berikut :

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma \cdot A_{fr}} \quad (2.24)$$

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (2.25)$$

*Faktor Colburn* dan gesekan didefinisikan oleh “*kays and london*” untuk tipe *continuous fin* dengan grafik  $J_h$  terhadap  $Re_d$ . Berikut grafik hasil percobaan untuk mendapatkan nilai *J-Colburn*



Gambar 17. Grafik  $J$  dan  $f$  factor *Kays and London*

Koefisien konveksi pada *fins* atau daerah fluida pendingin dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h = j_h \frac{G \cdot C_p}{Pr^{2/3}} \quad (2.26)$$

Keterangan :

- $G$  = Maximum mass velocity (kg/s  $m^2$ )
- $h$  = Koefisien konveksi pada sisi *fin* (W/ $m^2K$ )
- $j_h$  = *Colburn J* Faktor
- $D$  = Diameter out (m)
- $Re$  = *Reynolds number* sisi *fin*

### 2.5.5 Metode LMTD (*Log Mean Temperature Diference*)

Metode yang sering digunakan untuk perancangan awal sebuah alat penukar panas adalah dengan menggunakan metode LMTD (*log mean temperature diference*). Persamaan laju perpindahan panas dengan metode LMTD adalah sebagai berikut

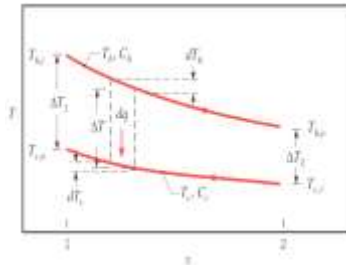
$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.27)$$

Dimana:

- $q$  = kalor yang dipindahkan (Watt)
- $U$  = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $W/m^2K$ )
- $A$  = Luas permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )
- $\Delta T_{LMTD}$  = Beda temperatur rata – rata (K)

Beda temperatur rata – rata counter flow :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})} \quad (2.28)$$



Gambar 2.18 Tipe Aliran cross pada Heat Exchanger

### 2.5.6 Metode NTU (*number of transfer unit*)

Metode NTU merupakan metode yang dipakai untuk mengetahui unjuk kerja dari penukar panas yang sudah jadi. Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar panas terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar panas tersebut ( $q_{max}$ ).

$$\text{Jika } C_c < C_h, \text{ maka } q_{max} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.29)$$

$$\text{Jika } C_c > C_h, \text{ maka } q_{max} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.30)$$



Sedangkan effectiveness ( $\varepsilon$ ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas heat exchanger dengan laju perpindahan maksimum yang dimungkinkan.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.31)$$

Effectiveness merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas  $0 < \varepsilon < 1$  untuk semua heat exchanger effectiveness dapat dinyatakan dengan

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2.32)$$

Number of Transfer Unit (NTU) juga merupakan bilangan tanpa dimensi dan didefinisikan sebagai

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.33)$$

Dimana  $C_{min}$  diperoleh untuk nilai yang terkecil dari :

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (2.34)$$

atau

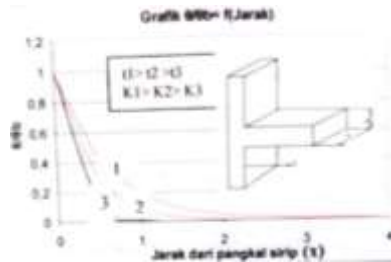
$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (2.35)$$

Selanjutnya harga NTU dari berbagai jenis heat exchanger dapat dicari dari grafik atau persamaan yang tersedia di dalam text books.

### 2.5.7 Perpindahan Panas Pada Sirip ( *Heat Transfer from Extended Surface* )

Pada permukaan pipa yang dilalui fluida panas atau dingin pada sisi bagian luar ditambahkan sirip untuk memperluas permukaan perpindahan panas. Akan tetapi sirip juga memiliki tahanan konduksi pada permukaan yang memanjang dan akan menghambat laju perpindahan panas dari alat penukar panas. Dengan adanya hal ini menunjukkan bahwa dengan penambahan *fin* tidak selalu akan mempercepat perpindahan panas. Oleh karena itu, untuk mendesain sirip perlu mempertimbangkan

material sirip, geometri sirip dan lingkungan dimana sirip akan digunakan.



Gambar 2.19 Pengaruh tebal sirip ( $t$ ) dan konduktivitas termal sirip ( $K$ ) terhadap distribusi temperatur sepanjang sirip

Dari gambar 2.19 dapat dilihat bahwa sirip yang mempunyai ketebalan dan konduktivitas termal yang lebih besar akan memiliki distribusi temperatur yang lebih landai, dibanding sirip yang mempunyai tebal dan konduktivitas termal yang lebih kecil. Hal ini ditinjau dari rumusan distribusi temperatur itu sendiri adalah sebagai berikut

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{T - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-mx} \quad (2.36)$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{KA_c}} \quad (2.36a)$$

Keterangan :

$T_b$  = Temperatur pangkal (base)

$T_\infty$  = temperatur *infinity*

Dari rumusan diatas jika koefisien konveksi,  $h$  dan konduktivitas termal,  $k$  konstan maka harga  $m$  hanya dipengaruhi oleh geometri sirip yaitu perbandingan antara perimeter dan luas penampang sirip. Dengan adanya penambahan tebal sirip maka rasio  $P/A_c$  semakin kecil sehingga  $m$  juga semakin kecil. Hal ini berakibat makin kecilnya variasi temperatur sepanjang sirip atau grafik  $\theta / \theta_b$  fungsi jarak dari pangkal sirip ( $x$ ) menjadi lebih landai.

Demikian juga dengan pengaruh harga k terhadap distribusi temperatur sepanjang sirip, dengan harga koefisien konveksi,  $h$  dan pada geometri sirip yang sama maka dengan semakin besarnya harga  $K$  maka variasi temperatur sepanjang sirip akan lebih sedikit dibanding dengan sirip yang mempunyai harga  $K$  yang lebih kecil.

#### a. Unjuk Kerja *fin*

Selain itu perlu adanya evaluasi apakah penambahan *fin* tersebut efektif untuk mempercepat perpindahan panas. *Efektifitas fin* dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{q_f}{h.A_c.b\theta_b} \quad (2.37)$$

Untuk mengevaluasi unjuk kerja sirip dapat diketahui dengan menghitung besarnya efisiensi sirip (*fin efficiency*). Efisiensi sirip didefinisikan sebagai perbandingan antara laju perpindahan panas oleh sirip dengan laju perpindahan panas maksimum. Laju perpindahan panas maksimum didefinisikan sebagai laju perpindahan panas oleh sirip, apabila temperatur sirip sama dengan temperatur pangkal sirip ( $T_b$ ).

Secara umum efisiensi sirip dapat dinyatakan dengan :

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{\bar{h}.A_f.(T_f - T_\infty)}{\bar{h}.A_f.(T_b - T_\infty)} \quad (2.38)$$

Keterangan :

- $h$  = koefisien konveksi rata-rata
- $q_f$  = laju perpindahan panas satu sirip (M tanh ml)
- $q_{max}$  = laju perpindahan panas maksimum
- $T_f$  = temperatur sirip rata-rata
- $A_f$  = luas permukaan satu sirip
- $T_b$  = temperatur tube rata-rata

performansi fin dapat juga diwakili dengan efisiensi yang dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (2.39)$$

Dari persamaan diatas dapat diketahui seberapa besar perbandingan panas actual yang dihantarkan melalui satu sirip terhadap kondisi maksimalnya dimana suhu sirip sama dengan suhu pangkalnya (base), sehingga diketahui seberapa besar peran sirip dalam menghantarkan panas. Persamaan diatas digunakan untuk menghitung efisiensi dari satu sirip (*single fin*). Karena pada alat penukar panas tersusun dari banyak sirip, maka efisiensi yang digunakan adalah efisiensi total dari permukaan (*overal surface efficiency*) yaitu sebagai berikut :

$$\eta_o = 1 - \left( \frac{A_f}{A_o} \right) (1 - \eta_f) \quad (2.40)$$

### 2.5.8 Koefisien Perpindahan Panas Total (*Heat Transfer Coefficient*)

Dengan mengabaikan faktor pengotor pada *tube*, Nilai *Overall heat transfer coefficient* (U) didapatkan dengan persamaan :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(UA)_c} = \frac{1}{(UA)_h} \quad (2.41)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h\eta_o A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{1}{(h\eta_o A)_h} + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h}$$

Keterangan :

$U_c$  = koefisien perpindahan panas menyeluruh sisi dingin  
(W/m<sup>2</sup>.K)

$U_h$  = koefisien perpindahan panas menyeluruh sisi panas  
(W/m<sup>2</sup>.K)

$\eta_{o,c}$  = keefektifan menyeluruh permukaan sisi dingin

$h_c$  = koefisien perpindahan panas konveksi sisi dingin  
(W/m.K)

## 2.6 Pressure Drop

Penurunan tekanan merupakan selisih antara tekanan masuk dengan tekanan keluar. Penurunan tekanan ini terjadi akibat gesekan antara molekul-molekul fluida dengan bidang yang dilaluinya, dalam hal ini pipa dan sirip (aliran *external*). Menurut *Kays* dan *London* [3], untuk mengetahui penurunan tekanan yang terjadi pada *compact heat exchanger* dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\Delta P = \frac{G^2 v_i}{2} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (2.42)$$

Keterangan :

- $\Delta P$  = penurunan tekanan (Pa)
- $G$  = kecepatan massa
- $g$  = konstanta gravitasi = 1kg.m
- $v$  = volume spesifik (m/kg)
- $f$  = *friction factor*
- $L$  = panjang laluan fluida
- $D_h$  = diameter hidrolis (m)

Sedangkan untuk penurunan tekanan didalam tube menurut *Kays and London* dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} \Delta P &= f \frac{G^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho} \cdot \frac{L}{r_h} \\ &= f \left( \frac{\dot{m}}{A_{Tube}} \right)^2 \cdot \frac{L}{2 \cdot g_c \cdot \rho} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Keterangan :

- $\Delta P$  = penurunan tekanan (Pa)
- $\rho$  = massa jenis ( $\text{Kg/m}^3$ )
- $u$  = kecepatan fluida (m/s)
- $f$  = *friction factor*
- $L$  = panjang *tube*
- $d_i$  = diameter hidrolis (m)

## BAB III

### METODOLOGI PERANCANGAN

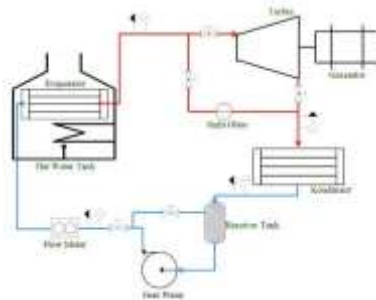
#### 3.1 Analisa Energi Pada Sistem *Organic Rankine Cycle*

Dasar dari perancangan sistem *Organic Rankine Cycle* merupakan parameter utama sebagai dasar penentuan sistem. Adapun parameter utama adalah sebagai berikut :

*Tabel 3.1 Dasar Perancangan Sistem*

No	Parameter	Nilai
1	Temperatur fluida pemanas	$\pm 100\text{ }^{\circ}\text{C}$
2	Temperatur fluida pendingin	$\pm 35\text{ }^{\circ}\text{C}$
3	Fluida kerja yang digunakan	R-141b
4	Daya yang diinginkan	1 Kilowatt

Dengan pembatasan titik penguapan air sebagai fluida pemanas dari evaporator pada tekanan atmosfer dan suhu udara pendingin pada kondensor seperti tabel 3.1. Sehingga penguapan dari fluida kerja refrijeran R-141b harus kurang dari  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  dan suhu kondensasi dari R-141b harus lebih dari  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Sehingga didapatkan tekanan kerja yang sesuai untuk sistem ini adalah 5 bar pada evaporator dan 2 bar pada kondensor.



*Gambar 3.1 Diagram blok sistem Organic Rankine Cycle yang dirancang*

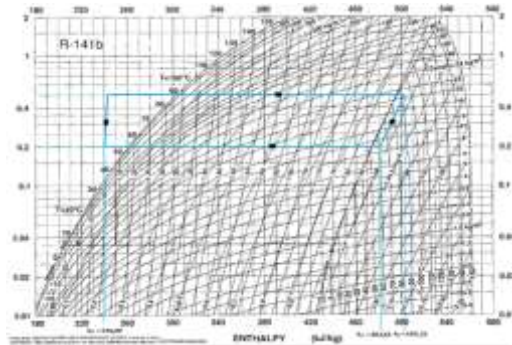
Analisa pada tiap komponen pada sistem *Organic Rankine Cycle* ini menggunakan hukum Termodinamika I dan kesetimbangan massa yang digunakan mencari output yang berupa kerja dan panas yang dikeluarkan maupun yang diterima oleh sistem ini. Persamaan yang digunakan adalah :

- hukum kesetimbangan energy

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left\{ h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right\} - \dot{m}_e \left\{ h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right\} \quad (3.1)$$

- hukum kesetimbangan masa

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (3.2)$$

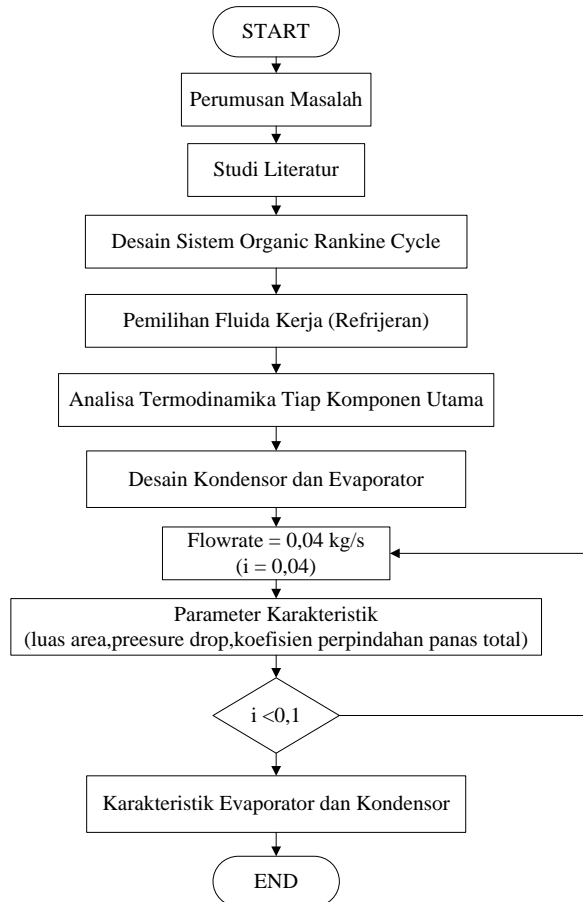


Gambar 3.2 P-h Diagram Siklus Organik Rankine Cycle

- Proses 1-2 adalah proses kompresi isentropik yang terjadi dalam pompa dari tekanan kondensor menuju tekanan evaporator.
- Proses 2-3 adalah proses penambahan panas *isobarik* yang terjadi pada evaporator.
- Proses 3-4 adalah ekspansi atau penurunan tekanan secara *adiabatik* dalam turbin
- Proses 4-1 adalah proses pembuangan panas *isobarik* yang terjadi dalam kondensor,

### 3.2 Diagram Alir Perancangan Sistem

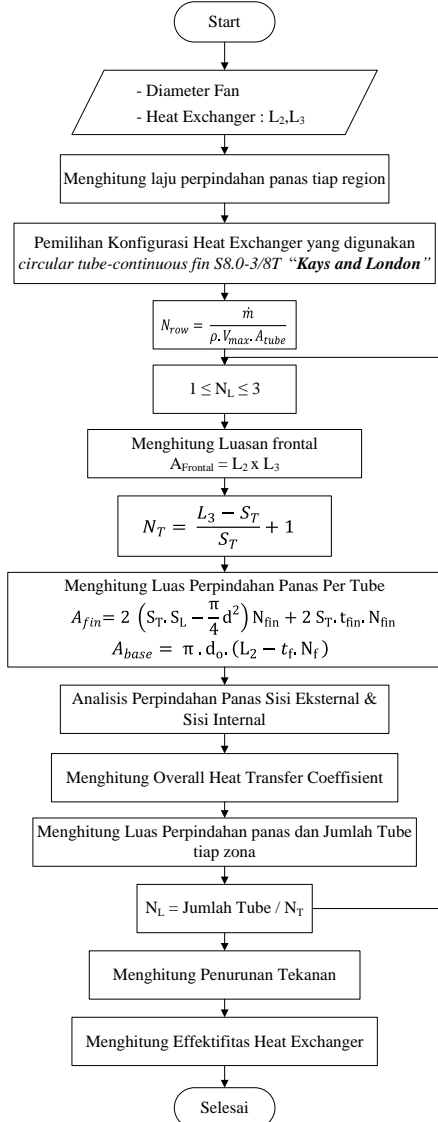
Pada proses perancangan sistem *organic rankine cycle* secara umum dapat dilihat pada gambar 3.2. Dari parameter tekanan dan temperatur didapatkan properties fluida kerja. Dimana dari kondisi tersebut dan desain dari sistem *Organic Rankine Cycle* akan menjadi dasar perancangan *heat exchanger*.



Gambar 3.3 Diagram Alir Perancangan Sistem



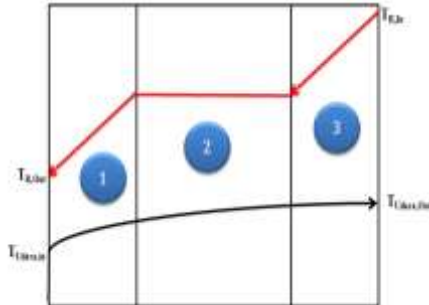
### 3.3 Diagram Alir Perancangan *Heat Exchanger*



Gambar 3.4 Diagram Perancangan *Heat Exchanger* Secara Umum

### 3.4 Analisa Perpindahan Panas dan Desain Kondensor

Analisis  $\Delta T_{LMTD}$  digunakan sebagai data awal perancangan dimana heat exchanger yang digunakan adalah jenis *compact heat exchanger*.



Gambar 3.5 T-x diagram pada Kondensor

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})} \quad (3.3)$$

Kondensor dirancang menjadi 3 region yaitu region 1 adalah zona *subcooled*, region 2 adalah zona *condensation*, region 3 adalah *desuperheat*. Besarnya panas yang dilepas pada kondensor dianalisa untuk masing-masing region sebagai berikut :

$$q_{\text{Kondensor}} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \Rightarrow \dot{m}_R c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.4)$$

$$q_{\text{subcooled}} = \dot{m}_R \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.4a)$$

$$q_{\text{kondensasi}} = \dot{m}_R \cdot h_{fg} \quad (3.4b)$$

$$q_{\text{desuperheat}} = \dot{m}_R \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.4c)$$

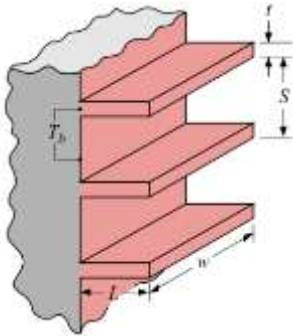
Untuk nilai *coefficient overall heat transfer* dapat dihitung dengan menggunakan rumus

$$UA = \frac{1}{R_{\text{Total}}} \Rightarrow U = \frac{1}{R_{\text{Total}} \cdot A} \quad (3.5)$$

$$R_{\text{Total}} \cdot A = \frac{1}{(\eta_o \cdot h_A)_{\text{Udara}}} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi kL} + \frac{1}{(hA)_{\text{Ref}}} \quad (3.5a)$$

$$\eta_{o,udara} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3.5b)$$

$\eta_f$  adalah efisiensi dari bentuk sirip dapat dihitung dengan rumus :



$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{(ml)} \quad (3.6)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot \delta}} \quad (3.6a)$$

$$l = \frac{b}{2} \quad (3.6b)$$

Gambar 3.6 penampang Sirip

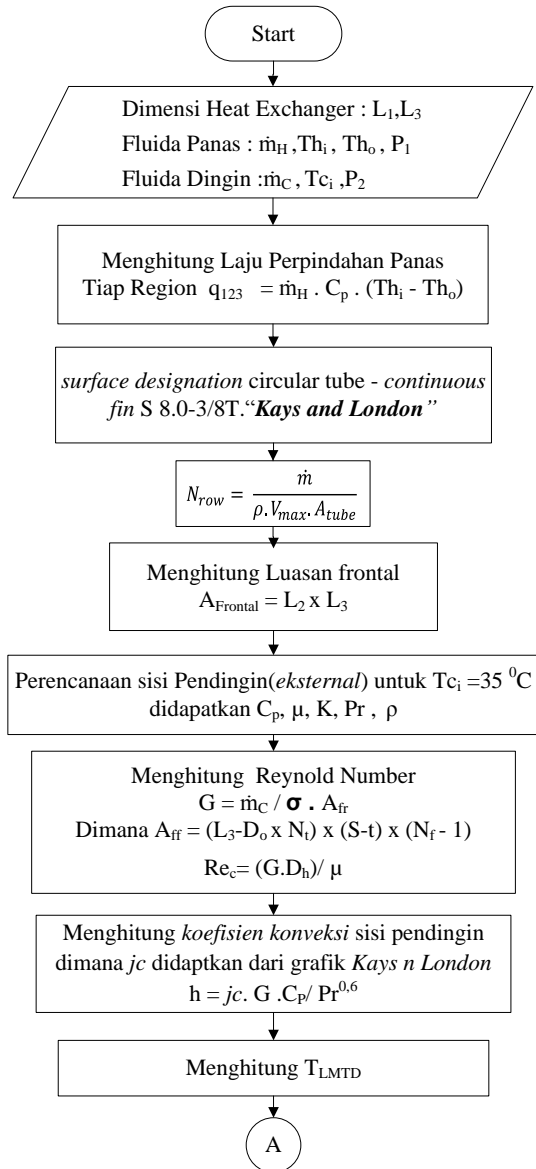
Sehingga luasan total perpindahan panas dihitung

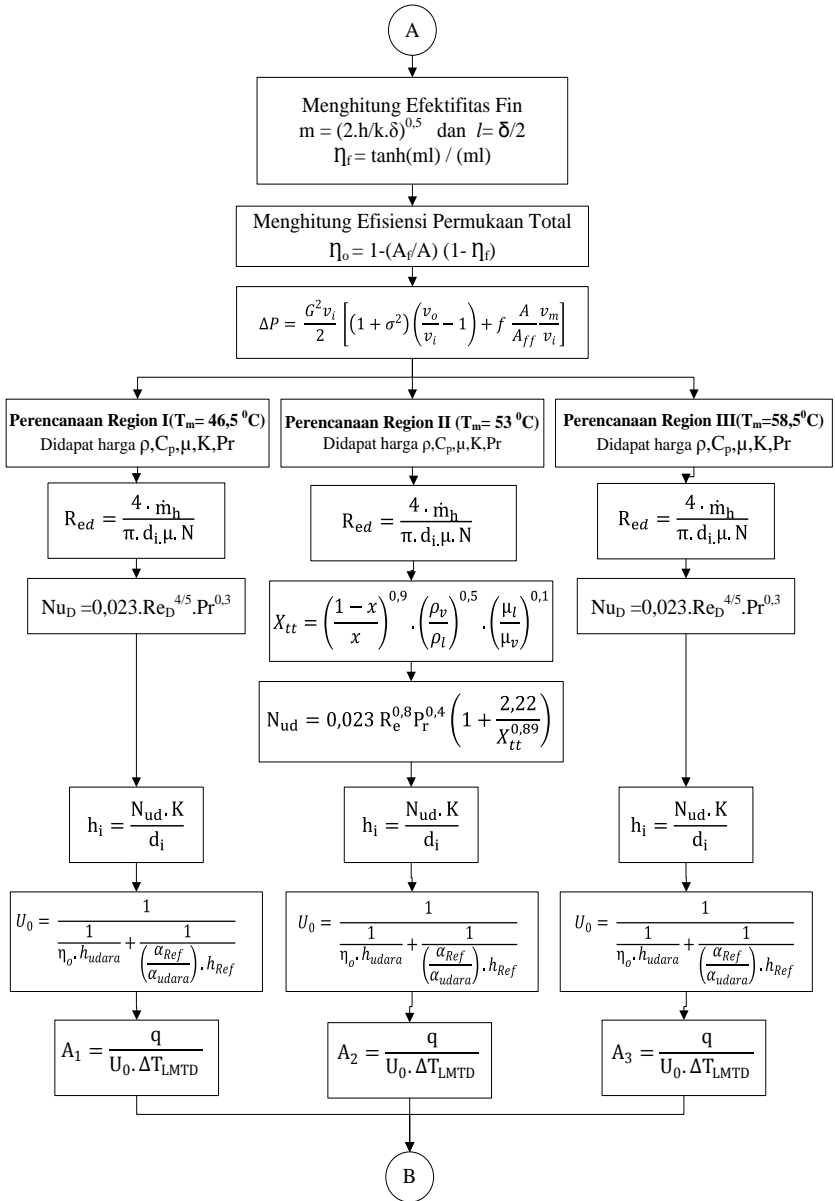
$$A_o = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (3.7)$$

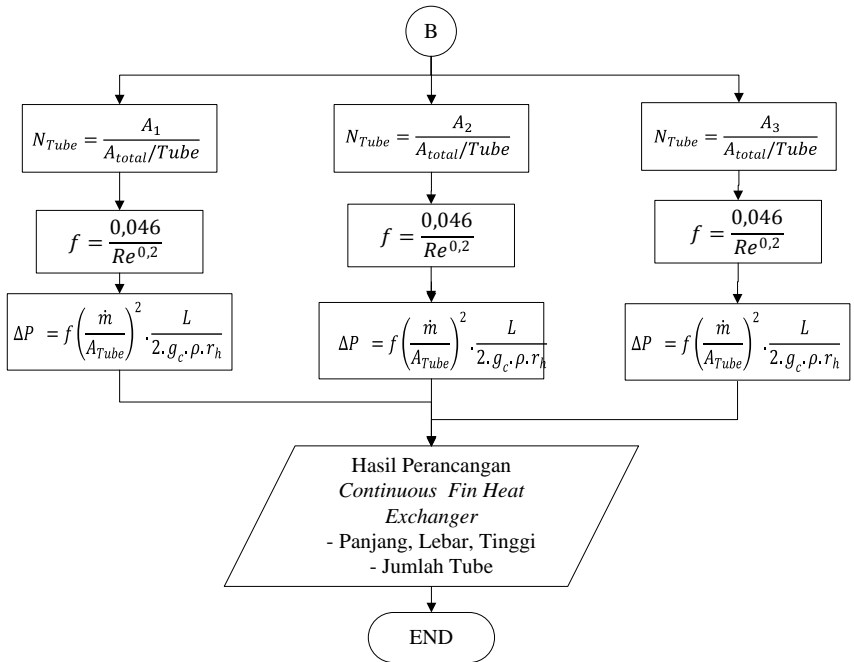
Dan jumlah tube didapatkan dengan rumus

$$\begin{aligned} N_{Tube} &= \frac{A_o}{A_{base} + \frac{A_{fin}}{N_{Tube}}} \\ &= \frac{A_o}{\left(2 \left(S_T \cdot S_L - \frac{\pi}{4} d^2\right) N_{fin} + 2 S_T \cdot t_{fin} \cdot N_{fin}\right) + \left(\pi \cdot d_o \cdot (L_2 - t_f \cdot N_f)\right)} \end{aligned}$$

### 3.5 Diagram Alir Perencanaan Kondensor



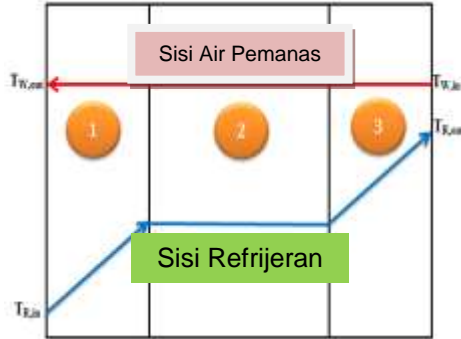




*Gambar 3.7 Diagram Alir Perancangan Kondensor circular tube-Continuous Fins*

### 3.6 Analisa Perpindahan Panas dan Desain Evaporator

Analisis  $\Delta T_{LMTD}$  digunakan sebagai data awal perancangan dimana *heat exchanger* yang digunakan adalah jenis *compact heat exchanger*.



Gambar 3.8  $T$ - $x$  diagram pada Evaporator

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})} \quad (3.9)$$

Evaporator dirancang menjadi 3 region yaitu region 1 adalah zona *preheat*, region 2 adalah zona evaporasi, region 3 adalah *superheat*. Besarnya laju perpindahan panas yang dibutuhkan pada evaporator dianalisa untuk masing-masing region dengan persamaan berikut :

$$q_{\text{Evaporator}} = U.A. \Delta T_{LMTD} \Rightarrow \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.10)$$

$$q_{\text{preheat}} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.10a)$$

$$q_{\text{evaporasi}} = \dot{m}_c \cdot h_{fg} \quad (3.10b)$$

$$q_{\text{superheat}} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.10c)$$

Pada fluida pemanas memiliki temperatur *constan* ( $T_{\text{water}} = 100^{\circ}\text{C}$ ) dan fluida pemanas akan mengalami proses penguapan sehingga nilai koefisien konveksi air besar sehinggahambatan perpindahan panas nya kecil, sehingga  $T_s$

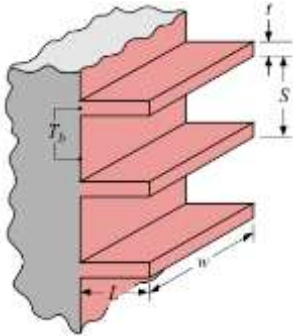
diasumsikan  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  ,sehingga *coeffisien overall heat transfer* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$UA = \frac{1}{R_{Total}} \Rightarrow U = \frac{1}{R_{Total} \cdot A} \quad (3.11)$$

$$R_{Total} \cdot A = \frac{1}{(\eta_o \cdot h_A)_{Air}} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi kL} + \frac{1}{(hA)_{Ref}} \quad (3.11a)$$

$$\eta_{o,Air} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3.11b)$$

$\eta_f$  adalah efisiensi dari bentuk sirip dapat dihitung dengan rumus :



$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{(ml)}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot \delta}}$$

$$l = \frac{b}{2}$$

luasan total perpindahan panas dapat dihitung dengan rumus

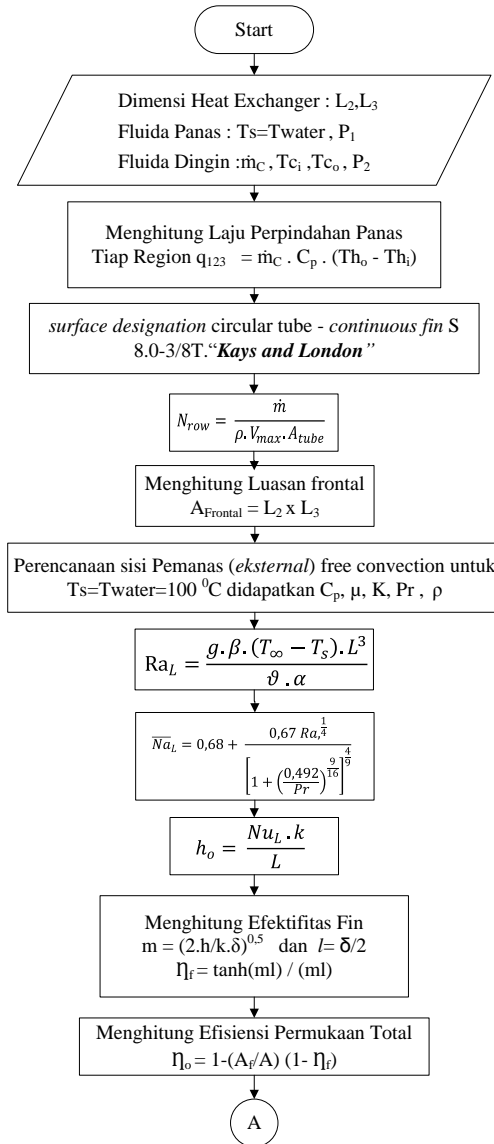
$$A_o = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (3.12)$$

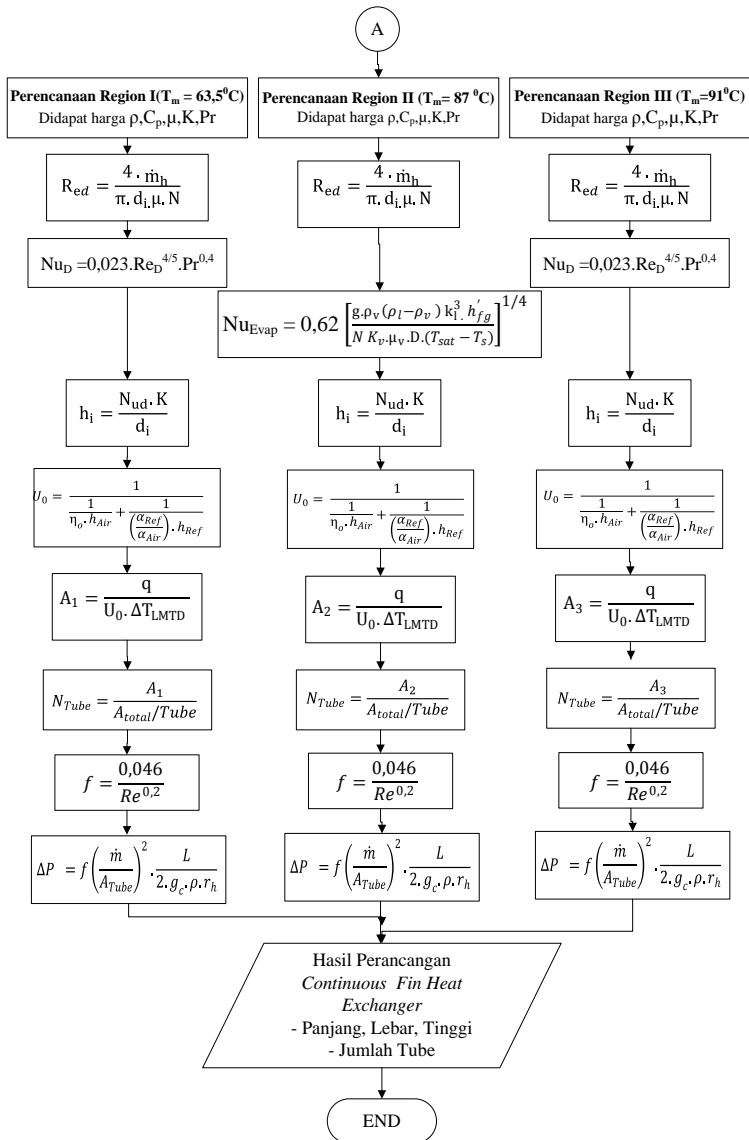
Dan jumlah tube didapatkan dengan rumus

$$\begin{aligned} N_{Tube} &= \frac{A_o}{A_{base} + \frac{A_{fin}}{Tube}} \\ &= \frac{A_o}{\left(2 \left(S_T \cdot S_L - \frac{\pi}{4} d^2\right) N_{fin} + 2 S_T \cdot t_{fin} \cdot N_{fin}\right) + \left(\pi \cdot d_o \cdot (L_2 - t_f \cdot N_f)\right)} \end{aligned} \quad (3.13)$$



### 3.7 Diagram Alir Perencanaan Evaporator





*Gambar 3.8 Diagram Alir Perancangan Evaporator circular tube-  
Continuous Fins*

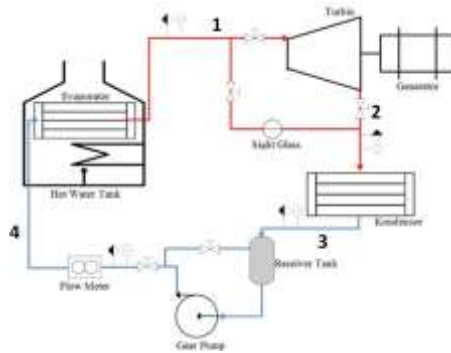
***[Halaman ini sengaja dikosongkan]***

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data Perencanaan

Data yang akan digunakan untuk perancangan kondensor dan evaporator adalah data saat perencanaan awal dari desain utama *Organic Rankine Cycle* (ORC). Data-data tersebut ditentukan dari masing-masing titik (*check point*) pada sistem organic rankine cycle.



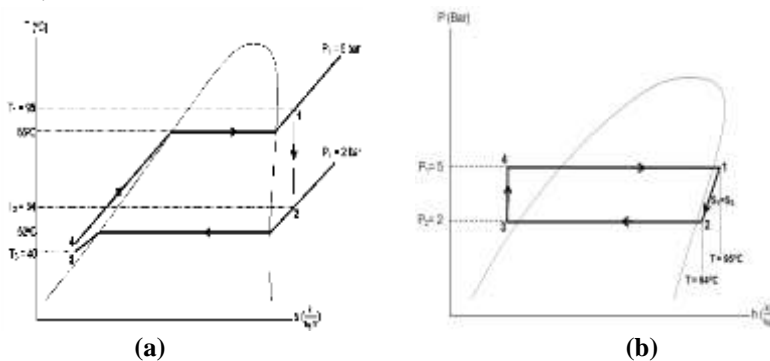
Gambar 4.1 Check Point Sistem Rancangan Organic Rankine Cycle

Dengan pembatasan titik penguapan air sebagai fluida pemanas dari evaporator pada tekanan atmosfer dan suhu udara pendingin pada kondensor maka penguapan dari fluida kerja refrigeran yang dipilih harus kurang dari  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  dan suhu kondensasi dari refrigeran harus lebih dari  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Sehingga perlu mendapatkan tekanan kerja optimum yang sesuai untuk sistem berdasarkan properties dari refrigeran yang dipilih. Berdasarkan penggunaan jenis fluida kerja yang digunakan pada sistem ORC secara umum, maka dipilih Refriferant R141b yang sesuai dengan batasan temperatur media pemanas dan temperatur media pendingin. Kriteria kedua yang dipilih adalah ketersediaan fluida kerja yang mudah didapatkan serta nilai ODP dan GWPnya masing-masing 0,086 dan 700.

Tabel 4.1 critical points and temperature of saturations for selected working fluid

Media	critical point		temperature of saturation [ C ]					
	T	p	1	2	3	4	5	6
	[ C ]	(bar)	bar	bar	bar	bar	bar	bar
R123	183,68	36,62	27,46	48,05	61,69	72,20	80,88	88,34
R245ca	174,4	39,25	24,70	44,20	57,00	66,90	75,05	82,02
R245fa	154,1	36,50	14,80	33,30	45,50	54,90	62,70	69,40
R141b	204,35	42,12	31,67	52,94	67,05	77,93	86,92	94,66
R113	214,06	33,92	47,19	69,76	84,75	96,31	105,87	114,08
R11	197,96	44,08	23,34	44,43	58,42	69,21	78,12	85,79
R142b	137,11	40,55	-9,45	8,98	21,20	30,62	38,40	45,08
Pentane	196,55	33,70	35,68	57,58	72,12	83,33	92,59	100,55
R236fa	124,92	32,00	-1,75	16,10	27,92	37,01	44,52	50,96
R124	122,28	36,24	-12,28	5,54	17,35	26,44	33,95	40,40
Butane	151,98	37,96	-0,84	18,84	31,91	41,99	50,33	57,49
R125	66,02	36,18	-48,36	-33,15	-23,09	-15,35	-8,96	-3,47
R227ea	101,75	29,25	-16,65	0,63	12,07	20,87	28,14	34,38
Isobutane	134,66	36,29	-12,1	7,0	19,8	29,6	37,7	44,7
R134a	101,06	40,59	-26,4	-10,1	0,7	8,9	15,7	21,6
R143a	72,707	37,61	-47,5	-31,8	-21,4	-13,3	-6,7	-1,0
R218	71,87	26,40	-37,1	-20,5	-9,6	-1,1	5,9	11,9
R125	66,023	36,18	-48,4	-33,2	-23,1	-15,3	-9,0	-3,5
R41	44,13	58,97	-78,6	-65,0	-56,1	-49,3	-43,6	-38,8

Berdasarkan jenis fluida kerja yang telah dipilih dan sistem yang dibangun dapat ditunjukkan pada T-s dan P-h diagram dibawah ini :



Gambar 4.2 (a) T-s dan (b) P-h Diagram Rancangan Sistem ORC

Dari desain utama *organic rankine cycle* diatas maka melalui tabel properties untuk refrigerant R-141B didapatkan

properties untuk masing-masing tingkat keadaan seperti tabel dibawah ini

Tabel 4.2 Properties R-141b pada masing-masing tingkat keadaan

TK	Temp.	Press.	Density	Enthalpy	Entropy	Fase
	$^{\circ}\text{C}$	bar	( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )	( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	( $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ )	
1	95	5	21,312	504,06	1,8835	Superheated
2	63,675	2	8,8274	482,87	1,8835	Superheated
3	40	2	1204,4	246	1,1566	Subcooled
4	40,108	5	1204,9	246,249	1,1566	Subcooled

Untuk mendapatkan nilai enthalpy pada kondisi 4 yakni keluar pompa digunakan persamaan hubungan antara tekanan dan volume. Dengan *volume spesifik* kondisi masuk dan keluar pompa konstan didapatkan nilai enthalpy pada tingkat kondisi 4 sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 h_4 &= h_3 + \dot{W}_p / \dot{m} \\
 &= h_3 + v_3 (P_4 - P_3) \\
 &= 246 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 8,3028 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (5 - 2) \text{bar} \left| \frac{10^5 \text{N}/\text{m}^2}{1 \text{ bar}} \right| \left| \frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{Nm}} \right| \\
 &= 246 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0,249 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 &= 246,249 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

Sistem ini dirancang untuk menghasilkan 1 kW. Dengan menggunakan data awal diatas dilakukan perhitungan laju alir massa dari refrijerant dengan daya turbin yang telah ditentukan. Maka laju alir massa yang mengalir pada sistem adalah :

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_T &= \dot{m} (h_1 - h_2) \\
 \dot{m} &= \frac{\dot{W}_T}{(h_1 - h_2)} \\
 &= \frac{1 \text{ kW}}{\left( 504,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 482,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}
 \end{aligned}$$

$$= 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sehingga daya pada pompa adalah sebesar :

$$\begin{aligned} \dot{W}_P &= \dot{m}(h_4 - h_3) \\ &= 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (246,249 - 246) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 0.01175 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pada Evaporator

$$\begin{aligned} \dot{Q}_E &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (504,06 - 246,249) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 12,166 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pada Kondensor

$$\begin{aligned} \dot{Q}_C &= \dot{m}(h_2 - h_3) \\ &= 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (482,87 - 246) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 11,178 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sedangkan efisiensi dai sistem yang direncanakan adalah sebesar :

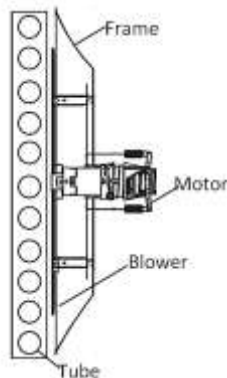
$$\begin{aligned} \eta_{\text{Cycle}} &= \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E} \\ &= \frac{1 \text{ kW} - 0.01175 \text{ kW}}{12,166 \text{ kW}} \\ &= 0,0812 \approx 8,12 \% \end{aligned}$$

Tabel 4.3 Daya Sistem Organic Rankine Cycle

No	Komponen	Laju Alir Massa (kg/s)	Daya Teoritis (watt)
1	Turbin	0,047192	1.000
2	Kondensor		11.178
3	Pompa		11,75
4	Evaporator		12.166

#### 4.2 Perancangan Kondensor

Dari sistem *Organic Rankine Cycle* yang telah didisain pada gambar 4.1, kondisi kondensor yang akan dirancang adalah sebagai berikut :



Gambar 4.3 Model sistem kondensor pendingin udara

Gambar diatas menunjukkan bahwa kondensor yang dirancang menggunakan fluida udara sebagai media pendingin dengan tipe *modulating diffuser terminal*. *Fan* digunakan sebagai penghasil udara yang di *induced*.

Fluida kerja (rerijeran) akan mengalami perubahan fasa sepanjang kondensor, sehingga analisa untuk mendapatkan dimensi dari kondensor dibagi menjadi 3 region. Region I adalah zona subdingin, region II adalah zoana kondensasi/campuran dan regiom III adalah zona desuperheat. Dimana tiap zona tidak



terdapat penurunan tekanan dan bekerja pada tekanan 2 bar. Dengan membagi tiga zona pada perancangan kondensor, maka untuk mengetahui kondisi tiap zona dapat dilakukan analisa kesetimbangan energi dan massa.

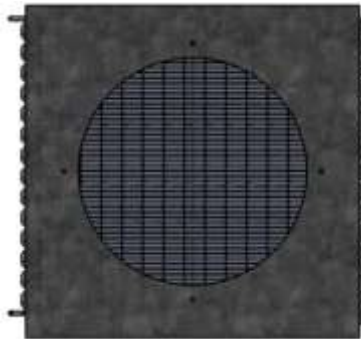
### Menghitung Laju Aliran Massa Udara

Pemberian *ducting* pada kondensor bertujuan untuk memudahkan perhitungan laju aliran massa udara. Luas penampang *ducting* kondensor adalah  $A_{Frontal} = 0,2461 \text{ m}^2$ . sedangkan kecepatan udara rata-rata pada *ducting* kondensor adalah 2,2 m/s. dengan nilai massa jenis rata-rata udara yang diketahui, maka nilai laju aliran massa udara dapat dihitung dengan persamaan:

$$\dot{m}_{ud} = \rho_{ud\_avg} \times v_{ud} \times A_{Frontal}$$

Dengan memasukkan nilai rapat massa jenis, kecepatan, dan frontal kondensor maka diperoleh nilai laju aliran massa udara sebagai berikut :

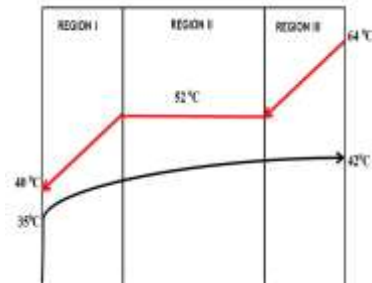
$$\begin{aligned} \dot{m}_{ud} &= 1,1455 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,5806 \text{ m}^2 \\ &= 1,4631 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$



Gambar 4.4. frontal area pada kondensor

#### 4.2.1 Analisa Termodinamika Pada Kondensor

Analisa *heat balance* digunakan untuk menentukan temperatur keluar fluida pendingin pada tiap zona dengan menggunakan hukum termodinamika I. Berikut kondisi temperatur masuk maupun keluar pada tiap zona :



Gambar 4.5 Kondisi temperatur keluar dan masuk kondensor

Dari gambar distribusi temperatur diatas terlihat ada penurunan temperatur pada sisi refrijeran dan kenaikan temperatur pada sisi pendingin karena penyerapan kalor oleh fluida pendingin. Temperatur pendingin masuk pada kondensor diasumsikan sebesar 35 °C. Adapun besar laju perpindahan panas pada fluida kerja (refrijeran) tiap zona dapat dihitung sebagai berikut :

##### Pada zona desuperheat

$$q_{Hot} = q_{Cold}$$

$$\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot \Delta T = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T$$

$$0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 861,93 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (64 - 53) = 1,4631 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1006,7 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (T_{out} - 35 \text{ C})$$

$$447,4382 \text{ watt} = 1472,9 \cdot (T_{out} - 35 \text{ C})$$

$$T_{out} = 35,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

##### Pada zona kondensasi

$$q_{Hot} = q_{Cold}$$

$$\dot{m}_h \cdot h_{fg} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T$$

$$10017,4 \text{ watt} = 1,4631 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1006,9 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (T_{\text{out}} - 35,3 \text{ C})$$

$$10017,4 \text{ watt} = 1472,9 \cdot (T_{\text{out}} - 35,3 \text{ C})$$

$$T_{\text{out}} = 42,32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

#### Pada zona subcool

$$q_{\text{Hot}} = q_{\text{Cold}}$$

$$\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot \Delta T = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T$$

$$0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1185,6 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (53 - 40) = 1,4631 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1007,1 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (T_{\text{out}} - 42,32 \text{ C})$$

$$727,3608 \text{ watt} = 1473,488 \cdot (T_{\text{out}} - 42,32 \text{ C})$$

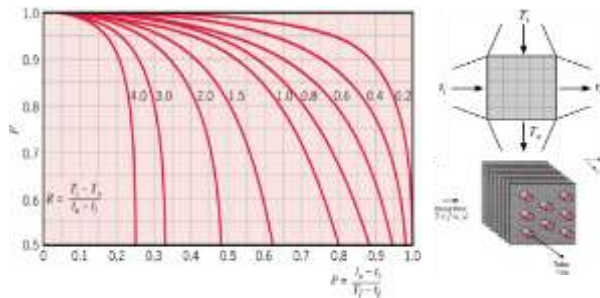
$$T_{\text{out}} = 42,81 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tabel 4.4 Perubahan temperatur tiap zona pada fluida pendingin

Refrijeran R-141b			
	Subcool	mixture	desuperheat
T <sub>in</sub> [°C]	53	53	64
T <sub>out</sub> [°C]	40	53	53
q [Watt]	<b>727,3608</b>	<b>10017,4</b>	<b>447,4382</b>
Udara Pendingin			
	Subcool	mixture	desuperheat
T <sub>in</sub> [°C]	35	35,3	42,32
T <sub>out</sub> [°C]	35,3	42,32	42,81

#### 4.2.2 Perhitungan $\Delta T_{\text{LMTD}}$ Pada Kondensor

Dalam menghitung beda temperatur rata-rata logaritmik terlebih dahulu menentukan tipe aliran. Tipe aliran pada *continuous finned tube heat exchanger* yang dirancang adalah dengan tipe *cross flow*. Untuk mendefinisikan besarnya  $\Delta T_{\text{LMTD}}$  untuk setiap region maka diperlukan perhitungan melalui persamaan *balans energi* untuk masing-masing region. Sedangkan untuk faktor koreksi temperatur (F) didapatkan melalui grafik berikut :



Gambar 4.6. *LMTD correction factor for single pass cross – flow both fluid unmixed*

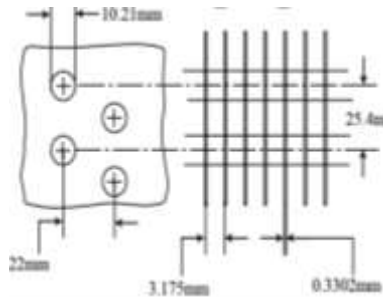
Dengan mendefinisikan parameter P dan R seperti pada gambar di atas maka harga  $\Delta T_{LMTD}$  untuk masing-masing region dapat diketahui pada tabel perhitungan dibawah ini :

Tabel 4.5 Perhitungan  $\Delta T_{LMTD}$  pada tiap region

	<b>Region I (Subcooled)</b>	<b>Region II (Kondensasi)</b>	<b>Region III (Desuperheat)</b>
$T_{c_i}$ [°C]	35	35,3	42,32
$T_{h_i}$ [°C]	53	53	64
$T_{c_o}$ [°C]	35,3	42,32	42,8
$T_{h_o}$ [°C]	40	53	53
$\Delta T_1$ ( $T_{h_i} - T_{c_o}$ )	17,7	10,68	21,2
$\Delta T_2$ ( $T_{h_o} - T_{c_i}$ )	5	17,7	10,68
$\Delta T_{LMTD}$	<b>10,046</b>	<b>13,9</b>	<b>15,344</b>

#### 4.2.3 Pemilihan Jenis Kondensor

Kondensor yang akan dirancang untuk sistem yang akan dibuat adalah *compact heat exchanger* jenis *circular tubes, continuous fin* sesuai dengan penelitian *Kays and London, 1984*. Dengan *surface designation* yang memiliki dimensi seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.7 Konfigurasi circular Tubes, continous fin (kondensor)

## 4.2.4 Karakteristik Permukaan

### 4.2.4.1 Sisi refrijerant R141b (*Hot Side*)

Untuk mendefinisikan dimensi alat penukar panas secara umum terlebih dahulu diperlukan penentuan jumlah baris dari *heat exchanger* yang ditentukan dari kecepatan maksimum yang diijinkan untuk aliran di dalam *tube* karena faktor *vibrasi*. Material *tube* yang digunakan untuk perancangan ini adalah tembaga (*copper*).

- Diameter luar,  $d_o = 0,01021$  m
- Diamter dalam,  $d_i = 0,00996$  m
- Luas penampang *tube*

$$\begin{aligned}
 A_{tube} &= \frac{\pi}{4} d^2 \\
 &= 0,785 \cdot (0,01021m)^2 \\
 &= 8,183 \times 10^{-5} m^2
 \end{aligned}$$

Tabel 4.6 Kecepatan maksimum yang direkomendasikan untuk aliran di dalam tube

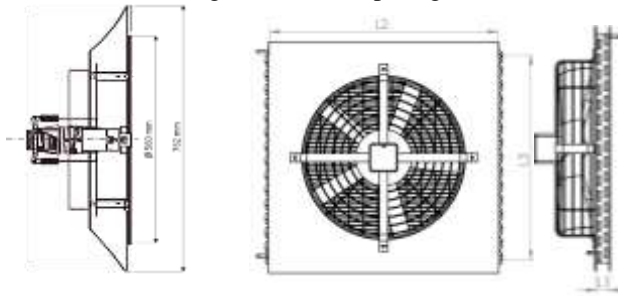
No	Material tube	Kec. Max yang direkomendasikan
1	Low carbon steel	3,048 m/s
2	Stainless Steel	4,6 m/s
3	Aluminium	1,8 m/s
4	Copper	1,8 m/s

Dari data rekomendasi diatas maka dapat ditentukan jumlah baris yaitu :

$$N_{row} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V_{max} \cdot A_{tube}}$$

$$= \frac{0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1179,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 8,183 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 0,271$$

Setelah jumlah baris didapatkan maka untuk menentukan panjang *core compact heat exchanger* didapatkan dengan pendekatan perbandingan antara diameter blower dengan panjang baris. Pada umumnya perancangan alat penukar panas gas-cair menggunakan dimensi blower yang terdapat dipasaran dan dipilih untuk menentukan *frontal area* dari alat penukar panas tersebut. Apabila diasumsikan blower yang dipakai adalah blower yang ada di pasaran yakni pada PT.Guntner dengan dimensi seperti gambar dibawah ini :



Gambar 4.8 Dimensi Rancangan Kondensor

Dari definisi diatas, maka definisi *frontal area* dapat diketahui sebesar 762 mm x 762 mm, selanjutnya parameter untuk sisi R-141b (*Hot Side*) dapat diketahui sebagai berikut :

- Luas perpindahan panas R-141b (*internal tube*)

Luas perpindahan panas didalam pipa atau pada refijerant adalah luas selimut dari total tube. Adapun besar luas perpindahan panas adalah :

$$A_{R141b} = \pi \cdot d \cdot L \cdot N_{tube}$$

$$= 3,14 \cdot 0,0102 \text{ m} \cdot 0,762 \text{ m} \cdot 60$$

$$= 1,4643 \text{ m}^2$$

- Volume Heat Exchanger

Volume dapat dinyatakan untuk satu laluan dengan dimensi 762 mm x 762 mm x 44 mm. Angka 44 mm menunjukkan lebar fin .

$$\begin{aligned} V_{HE} &= L_1 \cdot L_2 \cdot L_3 \\ &= 0,044\text{m} \cdot 0,762\text{m} \cdot 0,762\text{m} \\ &= 0,02554 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

- $\alpha_{\text{Ref}} = \frac{A_{R1+1b}}{V_{HE}}$ 

$$= \frac{1,4643 \text{ m}^2}{0,02554 \text{ m}^3}$$

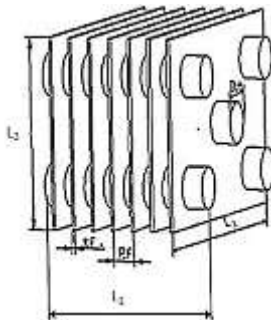
$$= 57,3335$$

- $\alpha_{\text{Ref}} / \alpha_{\text{Air}} = \frac{57,3335}{587}$ 

$$= 0,09767$$

#### 4.2.4.2 Sisi Udara Pendingin (*Cold Side*)

Dimensi untuk sisi pendingin ddidapatkan dari jenis *compact heat exchanger, circular tube-continuous fin surface 8.0-3/8T* ditambah dengan dimensi fan yang digunakan pada tabel berikut :



Gambar 4.9 Finned Heat Exchanger

Tabel 4.7 Spesifikasi Surface 8.0-3/8 T

No	Parameter	Nilai
1	Diameter Hidrolis	3,632 mm
2	Ketebalan fin ( $t_f$ )	0,3302 mm
3	Jarak fin ( $P_f$ )	3,175 mm
4	Free flow area / frontal area ( $\sigma$ )	0,534
5	Fin area / total area	0,913
6	Heat transfer area / total volume ( $a$ )	587 $\text{m}^2/\text{m}^3$
7	Tinggi fin ( $L_3$ )	762 mm
8	Lebar fin ( $L_1$ )	44 mm
9	Jumlah fin	240
10	Material fin ( <i>Aluminium</i> )	237 w/mk
11	Jarak tube transversal (ST)	25,4 mm
12	Jarak tube longitudinal (SL)	22 mm

Pada bagian *eksternal* atau luar *tube*, perpindahan panas yang akan dianalisa adalah perpindahan panas yang terjadi pada udara pendingin diluar tube. Luasan perpindahan panas sisi *eksternal* (*Cold Side*) dihitung berdasarkan luasan *fin* dan luasan selimut pembuluh (*tube*) yang bersinggungan dengan fluida (udara) yang mengalir diluar *tube*. Tipe *fin* yang digunakan adalah *continuous fin*. Perhitungan didasarkan pada standar *surface designation continuous fin*. Beberapa data standar yang digunakan meliputi *fin thickness*, *fin area/total area*, *hydraulic diameter*. Tahap perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan luasan perpindahan panas dengan menggunakan standard S-8.0-3/8T adalah menghitung besar perpindahan panas total yang memungkinkan dari besar *volume heat exchanger* yang telah ditentukan yakni sebesar **14,99198 m<sup>2</sup>** dan secara rinci perhitungan luasan total perpindahan panas adalah sebagai berikut :

Menghitung Frontal Area ( $A_{fr}$ )

$$\begin{aligned} A_{fr} &= L_2 \cdot L_3 \\ &= 0,762 \text{ m} \times 0,762 \text{ m} \\ &= 0,580644 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Menghitung Free Flow Area ( $A_{ff}$ )

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \\ A_{ff} &= A_{fr} \cdot \sigma \\ &= 0,580644 \text{ m}^2 \times 0,534 \\ &= 0,31 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Menghitung Luas Permukaan Efektif Total

$$A_{Total} = A_{base} + A_{fin}$$

- Menghitung *fin area total* ( $A_f$ )

$$\begin{aligned} A_{fin} &= 2 \left( L_1 \cdot L_3 - \frac{\pi}{4} d^2 N_{tube} \right) N_{fin} + 2 L_3 \cdot t_{fin} \cdot N_{fin} \\ &= 2 \left( 0,044 \text{ m} \times 0,762 \text{ m} - \frac{\pi}{4} (0,0102 \text{ m})^2 \times 60 \right) 240 + 2 \times 0,762 \text{ m} \times 0,0003302 \text{ m} \times 240 \\ &= 13,74130368 \text{ m}^2 + 0,120773952 \text{ m}^2 = \mathbf{13,862 \text{ m}^2} \end{aligned}$$

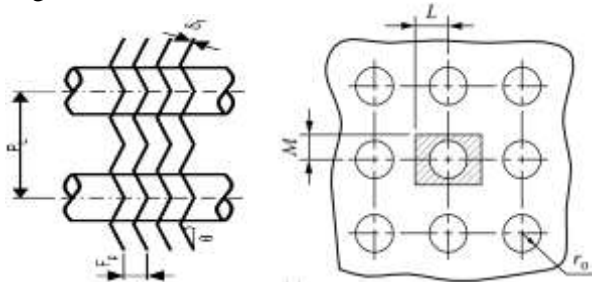


- Menghitung luas permukaan tube efektif ( $A_{base}$ )

$$\begin{aligned} A_{base} &= \pi \cdot d_o \cdot (L_2 - t_f \cdot N_f) \cdot N_{Tube} \\ &= 3,14 \cdot 0,0102 \text{ m} \cdot (0,762 \text{ m} - 0,0003302 \text{ m} \times 240) \times 60 \\ &= \mathbf{1,312 \text{ m}^2} \end{aligned}$$

Sehingga besar total luasan perpindahan panas efektif yang bersinggungan dengan fluida pendingin (udara) yang terdiri 60 tube yakni  $N_T=30$   $N_L=2$  sebesar **15,174 m<sup>2</sup>**

### Menghitung Luas Permukaan Efektif Total Per Tube



Gambar 4.10 Luas Perpindahan Panas Total Per Tube

- Menghitung *fin area total* ( $A_f$ ) Per Tube

$$\begin{aligned} A_{fin} &= 2 \left( S_T \cdot S_L - \frac{\pi}{4} d^2 \right) N_{fin} + 2 S_T \cdot t_{fin} \cdot N_{fin} \\ &= 2 \left( 0,0254 \text{ m} \times 0,022 \text{ m} - \frac{\pi}{4} (0,0102 \text{ m})^2 \right) \times 240 \\ &\quad + 2 \times 0,0254 \text{ m} \times 0,0003302 \text{ m} \times 240 \\ &= 0,229021728 \text{ m}^2 + 0,0040257984 \text{ m}^2 \\ &= 0,2330475 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Menghitung luas permukaan tube efektif ( $A_{base}$ ) Per Tube

$$\begin{aligned} A_{base} &= \pi \cdot d_o \cdot (L_2 - t_f \cdot N_f) \\ &= 3,14 \times 0,0102 \text{ m} \times (0,762 \text{ m} - 0,0003302 \text{ m} \times 240) \\ &= 0,021867 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

besar luasan perpindahan panas efektif per tube yang bersinggungan dengan fluida (udara) adalah **0,2549145 m<sup>2</sup>**

#### 4.2.5 Analisis Perpindahan Panas Sisi Eksternal (*Cold Side*)

##### Properti fluida

Dari data temperatur dan tekanan kondisi masuk dan keluar kondensor pada fluida pendingin telah didapatkan. Dengan menggunakan software Refprop pada kondisi temperatur rata-rata yakni  $T_m = \frac{35^\circ\text{C} + 43^\circ\text{C}}{2} = 39^\circ\text{C}$  didapatkan properties sebagai berikut :

Massa jenis, $\rho$	= 1,1509 kg/m <sup>3</sup>
Viskositas, $\mu$	= 0,000019118 Ns/m <sup>2</sup>
Konduktivitas thermal, $k$	= 0,027282 W/m-K
Kalor spesifik, $c_p$	= 1,0069 kJ/kg.K
Prandtl number, $P_r$	= 0,70561

##### a. Menghitung Koefisien konveksi Sisi Eksternal

##### Kecepatan massa

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma \cdot A_{Fr}}$$

$$= \frac{1,4631 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,534 \cdot 0,580644 \text{ m}^2}$$

$$= 4,7187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

##### Bilangan Reynold

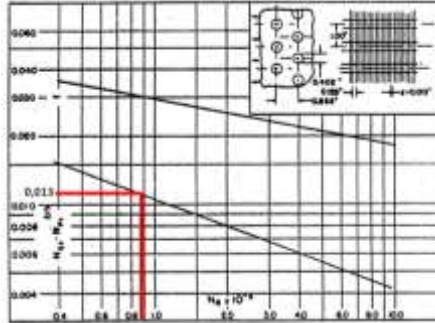
$$Re = \frac{G \cdot dh}{\mu}$$

$$= \frac{4,7187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \cdot 0,003632 \text{ m}}{0,000019118 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}$$

$$= 896,449$$

##### *j- coulburn faktor*

dengan melihat grafik *j- coulburn faktor* versus bilangan reynold pada hasil percobaan *kays and london* didapatkan nilai *j* sebagai berikut :



Gambar 4.11 grafik *j* coulburn factor Vs reynold number eksperimen kays and London

koefisien konveksi eksternal

$$h \approx j \cdot \frac{G \cdot c_p}{Pr^{\frac{2}{3}}}$$

$$h \approx 0,01339 \cdot \frac{4,7187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \cdot 1006,9 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0,70561^{\frac{2}{3}}} \approx 80,268 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

### b. Perencanaan Fin

Efektifitas fin pada kondensor

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \times 80,268 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}}{237 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \times 0,00033 \text{ m}}}$$

$$m = 45,3059$$

$$L_c = l + \frac{t}{2}$$

$$= 0,003175 \text{ m} + \frac{0,00033 \text{ m}}{2}$$

$$= 0,00334 \text{ m}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{m L_c}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\tanh(45,3059 \times 0,00334)}{(45,3059 \times 0,00334)} \\
 &= 0,9848 = 98,48 \%
 \end{aligned}$$

#### Efisiensi permukaan total

$$\begin{aligned}
 \eta_o &= 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \\
 &= 1 - 0,913 (1 - 0,9848) \\
 &= 0,9861 = 98,61 \%
 \end{aligned}$$

### 4.2.6 Analisis Perpindahan Panas Sisi Internal (*Hot Side*)

#### a. Perencanaan Region I (Zona Subdingin)

##### Properti Fluida

Dengan menggunakan *software refprop* didapatkan *properties* fluida kerja pada kondisi  $T_m = \frac{53^\circ\text{C} + 40^\circ\text{C}}{2} = 46,5^\circ\text{C}$ ,  $P = 2$  bar sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Massa jenis, } \rho &= 1191,3 \text{ kg/m}^3 \\
 \text{Viskositas, } \mu &= 0,00032279 \text{ Ns/m}^2 \\
 \text{Konduktivitas thermal, } k &= 0,084736 \text{ W/m-K} \\
 \text{Kalor spesifik, } c_p &= 1,1856 \text{ kJ/kg.K} \\
 \text{Prandtl number, } Pr &= 4,5166
 \end{aligned}$$

##### Bilangan Reynold

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot N_{row}} \\
 &= \frac{4 \cdot 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{3,14 \cdot 0,00996 \text{ m} \cdot 0,00032279 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 1} \\
 &= 18717,833
 \end{aligned}$$

##### Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (18717,833)^{0,8} \cdot (4,5166)^{0,3} \\
 &= 94,618
 \end{aligned}$$

Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{Nu_D \cdot k}{d_i} \\
 &= \frac{94,618 \cdot 0,084736 \frac{W}{mK}}{0,00995 \text{ m}} \\
 &= 805,787 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

Koefisien Perpindahan Panas Total

$$\begin{aligned}
 U_0 &= \frac{1}{\frac{1}{\eta_o \cdot h_{udara}} + \frac{1}{\left(\frac{\alpha_{Ref}}{\alpha_{udara}}\right) \cdot h_{Ref}}} \\
 U_0 &= \frac{1}{\frac{1}{0,9861 \times 80,268 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{0,09767 \times 805,787 \frac{W}{m^2K}}} \\
 &= 39,463 \frac{w}{m^2k}
 \end{aligned}$$

Perhitungan luasan perpindahan panas total zona subdingin

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} \\
 &= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{727,3608 \text{ watt}}{39,463 \frac{w}{m^2k} \cdot 10,046} = 1,8347 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan jumlah tube dan panjang yang dibutuhkan region I adalah sebesar

$$N_{Tube} = \frac{A_{subcool}}{A_{total/Tube}} = \frac{1,8347 \text{ m}^2}{0,2549145 \text{ m}^2} = 7,19 \approx 7$$

Dan panjang yang dibutuhkan  $L = 7 \times 0,762 \text{ m} = 5,334 \text{ m}$

## b. Perencanaan Region II (Zona Kondensasi)

### Properti Fluida

Dengan menggunakan *software refprop* didapatkan *properties* fluida kerja pada kondisi  $T_m = 53\text{ }^\circ\text{C}$  ,  $P = 2\text{ bar}$  sebagai berikut :

Massa jenis ,  $\rho_l = 1177,8\text{ kg/m}^3$      $\rho_v = 9,2097\text{ kg/m}^3$   
 Viskositas ,  $\mu_l = 0,00030148\text{ Ns/m}^2$      $\mu_v = 0,000010061\text{ Ns/m}^2$   
 Konduktivitas thermal,  $k = 0,082983\text{ W/m-K}$   
 Prandtl number,  $Pr = 4,3476$      $h_{fg} = 212,23\text{ kJ/kg}$

### Bilangan Reynold

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot N_{row}} \\ &= \frac{4 \times 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{3,14 \cdot 0,00995\text{ m} \cdot 0,00030148 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 1} \\ &= 20040,89622 \end{aligned}$$

### Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned} X_{tt} &= \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \\ &= \left(\frac{1-0,99}{0,99}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{9,2097}{1177,8}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{0,00030148}{0,000010061}\right)^{0,1} \\ &= 0,0019869 \\ Nu_D &= 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr_l^{0,4} \cdot \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}}\right) \\ &= 0,023 \times 20040,89622^{0,8} \times 4,3476^{0,4} \times \left(1 + \frac{2,22}{0,0019869^{0,89}}\right) \\ &= 64611,1669 \end{aligned}$$

### Koefisien Konveksi

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{d_i}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{64611,1669 \times 0,082983 \frac{W}{mK}}{0,00995 \text{ m}} \\
 &= 538857,1319 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

Koefisien Perpindahan Panas Total

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o \cdot h_{udara}} + \frac{1}{\left(\frac{\alpha_{Ref}}{\alpha_{udara}}\right) \cdot h_{Ref}}}$$

$$\begin{aligned}
 U_0 &= \frac{1}{\frac{1}{0,9861 \times 80,268 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{0,09767 \times 538857,1319 \frac{W}{m^2K}}} \\
 &= 70,0334 \frac{W}{m^2k}
 \end{aligned}$$

Perhitungan luasan perpindahan panas total zona kondensasi

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} \\
 &= \frac{10017,4 \text{ watt}}{70,0334 \frac{W}{m^2k} \cdot 13,9} = 10,29 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan jumlah tube dan panjang yang dibutuhkan region II adalah sebesar

$$N_{Tube} = \frac{A_{kondensasi}}{A_{total/Tube}} = \frac{10,29 \text{ m}^2}{0,2549145 \text{ m}^2} = 40,368 \approx 40$$

Dan panjang yang dibutuhkan  $L = 40 \times 0,762 \text{ m} = 30,48 \text{ m}$

**c. Perencanaan Region III (Zona *Desuperheat*)**

Properti Fluida

Dengan menggunakan software refprop didapatkan properties fluida kerja pada kondisi  $T_m = \frac{64^\circ\text{C} + 53^\circ\text{C}}{2} = 58,5^\circ\text{C}$ ,  $P = 2$  bar sebagai berikut :

Massa jenis, $\rho$	= 8,9985 kg/m <sup>3</sup>
Viskositas, $\mu$	= 0,000010246 Ns/m <sup>2</sup>
Konduktivitas thermal, $k$	= 0,012372 W/m-K
Kalor spesifik, $c_p$	= 0,86193 kJ/kg.K
Prandtl number, $Pr$	= 0,71378

Bilangan Reynold

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot N_{row}} \\
 &= \frac{4 \cdot 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{3,14 \cdot 0,00995 \text{ m} \cdot 0,000010246 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 1} \\
 &= 589686,64
 \end{aligned}$$

Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (589686,64)^{0,8} \cdot (0,71378)^{0,3} \\
 &= 859,5956
 \end{aligned}$$

Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{Nu_D \cdot k}{d_i} \\
 &= \frac{859,5956 \times 0,012372 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0,00995 \text{ m}} \\
 &= 1068,8358 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}
 \end{aligned}$$



Koefisien Perpindahan Panas Total

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_0 \cdot h_{udara}} + \frac{1}{\left(\frac{\alpha_{Ref}}{\alpha_{udara}}\right) \cdot h_{Ref}}}$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{0,9861 \times 80,268 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{0,09767 \times 1068,8358 \frac{W}{m^2K}}}$$

$$= 45,0185 \frac{W}{m^2K}$$

Perhitungan luasan perpindahan panas total zona desuperheat

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

$$= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{447,4382 \text{ watt}}{45,0185 \frac{W}{m^2K} \cdot 15,344} = 0,6477 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan jumlah tube dan panjang yang dibutuhkan region III adalah sebesar

$$N_{Tube} = \frac{A_{desuperheat}}{A_{total}/Tube} = \frac{0,6477 \text{ m}^2}{0,2549145 \text{ m}^2} = 2,54 \approx 3$$

Dan panjang yang dibutuhkan,  $L = 3 \times 0,762 \text{ m} = 2,286 \text{ m}$

Dari perhitungan luas dan panjang untuk tiap region didapatkan luas total kondensor adalah  $A_{Total} = 1,8347 \text{ m}^2 + 10,29 \text{ m}^2 + 0,6477 \text{ m}^2 = 12,7724 \text{ m}^2$  dengan total tube ( $N_{Tube}$  teori) = 50 tube didapatkan panjang total kondensor adalah  $L_{Total} = 5,334 \text{ m} + 30,48 \text{ m} + 2,286 \text{ m} = 38,1 \text{ m}$ .

Untuk mendapatkan geometri actual kondensor perlu ditambahkan safety factor 10 %, sehingga besar luasan total kondensor didapatkan sebesar  $A_{Total} = 2,018 \text{ m}^2 + 11,319 \text{ m}^2 + 0,71247 \text{ m}^2 = 14,04947 \text{ m}^2$  dengan total tube ( $N_{Tube}$  desain) = 55 tube dan panjang total kondensor adalah  $L_{Total} = 5,8784 \text{ m} + 33,528 \text{ m} + 2,5146 \text{ m} = 41,91 \text{ m}$

Tabel 4.8 Analisis Perpindahan Panas Tiap Zona pada kondensor

Surface designation	Region	Panjang tube (m)	UA <sub>Desain</sub> (W/K)	$\Delta T_{LMTD}$ (°C)	Q <sub>actual</sub> (kW)	Q <sub>desain</sub> (kW)
Surface 8.0-3/8T	Subcool	5,8784	79,636	10,046	0,72736	0,80
	Kondensasi	33,528	792,708	13,9	10,0174	11,0186
	Desuperheat	2,5146	32,074	15,344	0,44743	0,4921

## 4.2.7 Perhitungan Penurunan Tekanan Pada kondensor

### A. Penurunan tekanan pada aliran melintasi *finned-tube banks*

Pressure drop dapat didefinisikan sebagai perbedaan tekanan antara 2 titik tempat fluida mengalir. Penurunan tekanan yang terjadi di suatu aliran disebabkan oleh gesekan fluida terhadap bidang batas. Pada perhitungan pressure drop, akan dihitung besarnya penurunan tekanan untuk masing-masing fluida mengalir. Perhitungan pressure drop untuk alat penukar kalor tipe *tube-fin* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\Delta P = \frac{G^2 v_i}{2} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right]$$

Sebelum melakukan perhitungan diatas, variabel-variabel penyusunnya harus didapatkan terlebih dahulu, sehingga didapatkan :

$$v_o \approx v_i = 0,8729 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_m = \frac{v_o + v_i}{2} = \frac{0,8729 + 0,8781}{2} = 0,8755 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\frac{A}{A_{ff}} = \frac{\alpha V}{\sigma A_{fr}} = \frac{587 \times 0,02554 \text{ m}^3}{0,534 \times 0,580644 \text{ m}^2} = 48,351$$

$$f = 1,08 \text{ Re}^{-0,425} \quad \text{untuk } 400 < \text{Re} < 3000$$

$$= 1,08 (896,449)^{-0,425} = 0,01339$$

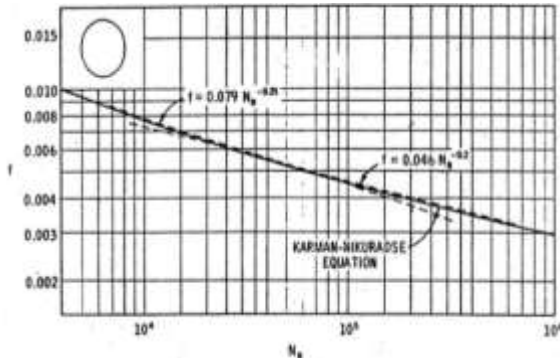
Sehingga,

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{G^2 v_i}{2} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \\ &= \frac{(4,7187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}})^2 \times 0,8729 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{2} \left[ (1 + 0,534^2) \left( \frac{0,8781}{0,8729} - 1 \right) + \right. \\ &\quad \left. 0,01339 \times 48,351 \times \frac{0,8755}{0,8729} \right] \\ \Delta P &= 40,76 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

### B. Penurunan tekanan pada *tube*

Perhitungan penurunan tekanan untuk masing-masing zona, terlebih dahulu mendefinisikan kecepatan rata-rata fluida kerja yang melewati tube dan besar faktor gesekan sesuai gambar dibawah ini :

$$\begin{aligned} u_m &= \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \text{Din}^2} \\ &= \frac{4 \cdot 0,047192 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1179,9 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,14 \cdot (0,00995 \text{ m})^2} \\ &= 0,5146 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$



Gambar 4.12 Grafik angka reynold terhadap faktor gesek

### Penurunan tekanan pada zona subdingin

Angka reynold untuk region I sebesar 18717,833 . maka persamaan *friction factor* yang digunakan adalah :

$$\begin{aligned} f &= 0,046 \operatorname{Re}^{-0,2} \\ &= 0,046 \times (18717,833)^{-0,2} \\ &= 0,00643 \end{aligned}$$

Sehingga dapat diketahui besarnya penurunan tekanan pada region I yaitu sebesar :

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= f \left( \frac{\dot{m}}{A_{Tube}} \right)^2 \cdot \frac{L}{2 \cdot g_c \cdot \rho \cdot r_h} \\ &= 0,00643 \cdot \left( \frac{0,047192 \frac{kg}{s}}{8,183 \times 10^{-5} m^2} \right)^2 \cdot \frac{5,8784 m}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 1191,3 \frac{kg}{m^3} \times 0,0051 m} \\ &= 105,46 \text{ Pa} \end{aligned}$$

### Penurunan tekanan pada zona kondensasi

Angka reynold untuk region II sebesar 20040,89622. maka persamaan *friction factor* yang digunakan adalah :

$$\begin{aligned} f &= 0,046 \operatorname{Re}^{-0,2} \\ &= 0,046 \times (20040,89622)^{-0,2} \\ &= 0,00634416 \end{aligned}$$

Sehingga dapat diketahui besarnya penurunan tekanan pada region II yaitu sebesar :

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= f \left( \frac{\dot{m}}{A_{Tube}} \right)^2 \cdot \frac{L}{2 \cdot g_c \cdot \rho \cdot r_h} \\ &= \\ &= 0,00634416 \cdot \left( \frac{0,047192 \frac{kg}{s}}{8,183 \times 10^{-5} m^2} \right)^2 \cdot \frac{33,528 m}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 1177,8 \frac{kg}{m^3} \times 0,0051 m} \\ &= 600,278 \text{ Pa} \end{aligned}$$

### Penurunan tekanan pada zona desuperheat

Angka reynold untuk region III sebesar 589686,64. maka persamaan *friction factor* yang digunakan adalah :

$$\begin{aligned} f &= 0,046 \operatorname{Re}^{-0,2} \\ &= 0,046 \times (589686,64)^{-0,2} \end{aligned}$$

$$= 0,0032257$$

Sehingga dapat diketahui besarnya penurunan tekanan pada region III yaitu sebesar :

$$\begin{aligned} \Delta P_3 &= f \left( \frac{\dot{m}}{A_{tube}} \right)^2 \cdot \frac{L}{2 \cdot g_c \cdot \rho \cdot r_h} \\ &= \\ &= 0,0032257 \cdot \left( \frac{0,047192 \frac{kg}{s}}{8,183 \times 10^{-5} m^2} \right)^2 \cdot \frac{2,5146 m}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 8,9985 \frac{kg}{m^3} \times 0,0051 m} \\ &= 2996,1617 Pa \end{aligned}$$

Tabel 4.9 Penurunan tekanan didalam pipa pada tiap zona

Surface designation	Region	L tube (m)	$\Delta P_{hot fluid}$ (kPa)	$\Delta P_{cold fluid}$ (kPa)
Surface 8.0-3/8T	Subcool	5,8784	0,10546	0,0476
	Kondensasi	33,528	0,6002	
	Desuperheat	2,5146	2,9961	

#### 4.2.8 Efektivitas Kondensor

Efektivness dari kondensor harus diketahui untuk mengetahui unjuk kerja (*performance*) dari kondensnor yang sudah didesain. Adapun data yang diperlukan untuk mengetahui efektivness dari kondensor adalah sebagai berikut :

Tabel 4.10 *properties fluida kerja masuk dan keluar kondensor*

Properties	Satuan	Fluida Kerja	
		Refrijeran	Udara
Mass flow rate ,	Kg/s	0,047192	1,4631
Temp. In , $T_{in}$	°C	64	35
Temp. Out, $T_{out}$	°C	40	43
Massa Jenis, $\rho$	Kg/m <sup>3</sup>	1179,9	1,1509
Spesifik heat, $C_p$	J/kg.K	1194,9	1006,9
Viscosity , $\mu$	Ns/m <sup>2</sup>	0,00030464	0,000019118

Thermal conductivity, K	W/m.K	0,083251	0,027282
Prandtl ,Pr		4,3726	0,70561

Data diatas diperoleh dari hasil perancangan kondensor yang telah dilakukan sebelumnya dan menggunakan software reprop didapatkan nilai-nilai propertiesnya. Langkah-langkah yang dilakukan untuk menentukan efektifness dari kondensor yang telaah dirancang adalah sebaagai berikut :

1. Menentukan *Heat Capacity*

- $C_c = \dot{m}_c \times C_{p_{cold}}$   
 $= 1,4631 \frac{kg}{s} \cdot 1006,9 \frac{j}{kg \cdot k} = 1473,195 \frac{W}{K} (C_{Max})$

- $C_h = \dot{m}_h \times C_{p_{hot}}$   
 $= 0,047192 \frac{kg}{s} \cdot 1194,9 \frac{j}{kg \cdot k} = 56,389 \frac{W}{K} (C_{Min})$

2. Menentukan *maximum Possible heat transfer rate* ( $q_{max}$ ) dan *actual heat transfer rate* ( $q_{act}$ )

$$\begin{aligned} q_{Max} &= C_{Min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \\ &= 56,389 \frac{W}{K} \cdot (64 - 35) \\ &= 1635,281 W \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{act} &= C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 56,389 \frac{W}{K} \cdot (64 - 40) \\ &= 1353,336 W \end{aligned}$$

3. Menentukan Efektivness,  $\varepsilon$

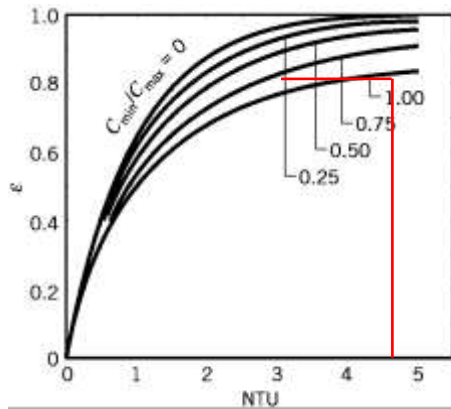
$$\varepsilon = \frac{q_{act}}{q_{Max}} = \frac{1353,336 W}{1635,281 W} = 0,82$$

4. Menentukan Nilai Heat Capacity Ratio Cr

$$\begin{aligned}
 C_r &= \frac{C_{Min}}{C_{Max}} \\
 &= \frac{56,389 \frac{W}{K}}{1473,195 \frac{W}{K}} \\
 C_r &= 0,038
 \end{aligned}$$

### 5. Menentukan Nilai Heat Exchanger NTU Relations

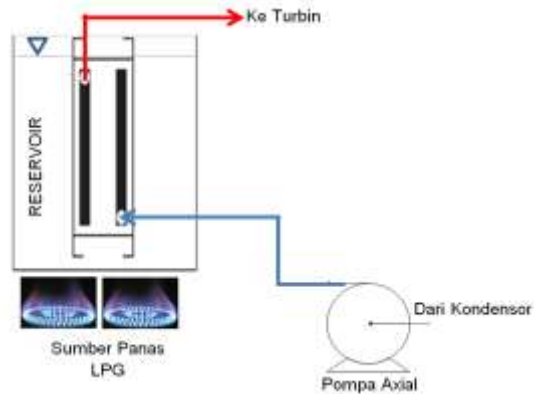
Nilai Efektivness untuk heat exchanger tipe aliran *counterflow* dapat juga ditentukan dengan menggunakan Grafik  $\varepsilon = f(NTU, C_r)$  didapatkan nilai  $NTU = 1,7$



Gambar 4.13 Grafik efektivness =  $f(NTU, C_r)$  pada kondensor

### 4.3 Perancangan Evaporator

Dari sistem *Organic Rankine Cycle* yang telah didisain pada gambar 4.14 kondisi evaporator yang akan dirancang adalah sebagai berikut :



Gambar 4.14 Model Sistem Evaporator

Gambar diatas menunjukkan bahwa evaporator yang dirancang akan dikondisikan tercelup dalam sebuah volume dari reservoir panas, dimana volume dan temperatur air dijaga konstan. Kompor dari LPG digunakan sebagai sumber panas dalam sistem tersebut yang terus menjaga temperatur air dalam reservoir agar tetap konstan.

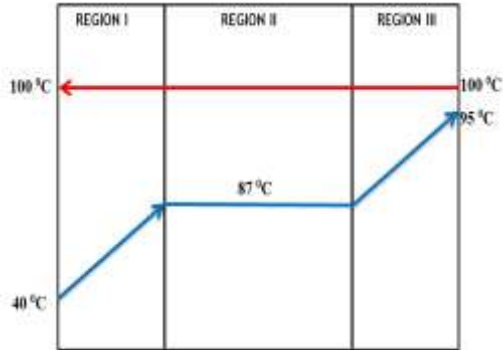
Fluida kerja akan mengalami perubahan fasa sepanjang evaporator, sehingga analisa untuk mendapatkan dimensi dari evaporator dibagi menjadi 3 region. Region I adalah zona subdingin dimana refrijeran akan mengalami pemanasan sesnsibel dari kondisi awal yaitu  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  hingga mencapai temperatur jenuhnya pada tekanan kerja 5 bar yaitu sebesar  $87\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Region II adalah zona evaporasi dimana refrijeran akan mengalami pemanasan laten sehingga akan berubah dari kondisi cair jenuh menjadi uap jenuh. Region III adalah zona superpanas dimana refrijeran mengalami pemanasan lanjut hingga temperatur  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Dimana tiap zona tidak terdapat penurunan tekanan dan bekerja pada tekanan 2 bar. Dengan membagi tiga zona, maka



untuk mengetahui tingkat kondisi dapat dilakukan analisa termodinamika yakni analisa kesetimbangan energi.

#### 4.3.1 Analisa termodinamika Pada Evaporator

Analisa *heat balance* digunakan untuk menentukan temperatur keluar fluida pemanas pada tiap zona dengan menggunakan hukum termodinamika I. Berikut kondisi temperatur masuk maupun keluar pada tiap zona :



Gambar 4.15 Kondisi temperatur keluar dan masuk evaporator

Dari gambar distribusi temperatur diatas terlihat ada kenaikan temperatur pada sisi refrigeran dan sisi pemanas dijaga pada temperatur konstan 100 °C .Adapun besar laju perpindahan panas pada fluida kerja (refrigeran) tiap zona dapat dihitung sebagai berikut :

Pada zona subdingin

$$\begin{aligned}
 q_{Cold} &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T \\
 &= 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1214,8 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (87^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}) \\
 &= 2694,455 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

Pada zona evaporasi

$$\begin{aligned}
 q_{Cold} &= \dot{m}_h \cdot h_{fg} \\
 &= 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 193160 \frac{\text{j}}{\text{kg}} \\
 &= 9115,60672 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

Pada zona superpanas

$$\begin{aligned}
 q_{Cold} &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T \\
 &= 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 952,81 \frac{\text{j}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (95^\circ\text{C} - 87^\circ\text{C}) \\
 &= 359,72 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.11 Perubahan enthalpy dan temperatur tiap zona pada evaporator

Refrijeran R-141b			
	subcool	Evaporasi	superheat
T <sub>in</sub> [°C]	40	87	87
T <sub>out</sub> [°C]	87	87	95
q [Watt]	<b>2694,455</b>	<b>9115,606</b>	<b>359,72</b>
Air Pemanas			
	subcool	Evaporasi	superheat
T <sub>in</sub> [°C]	100	-	-
T <sub>out</sub> [°C]	-	--	100

Dari tabel untuk air pada temperatur suhu rata-rata pemanas 100 °C didapatkan properties dari software refprop sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Massa jenis, } \rho &= 958,35 \text{ kg/m}^3 \\
 \text{Viskositas, } \mu &= 0,00028158 \text{ Ns/m}^2 \\
 \text{Konduktivitas thermal, } k &= 0,67909 \text{ W/m-K} \\
 \text{Kalor spesifik, } c_p &= 4,2157 \text{ kJ/kg.K} \\
 \text{Prandtl number, } P_r &= 1,748
 \end{aligned}$$

### 4.3.2 Perhitungan $\Delta T_{LMTD}$ pada Evaporator

Dalam menghitung beda temperatur rata-rata logaritmik terlebih dahulu menentukan tipe aliran. Tipe aliran pada *continuous finned tube heat exchanger* yang dirancang adalah dengan tipe *cross flow*. Untuk mendefinisikan besarnya  $\Delta T_{LMTD}$  untuk setiap region maka diperlukan perhitungan untuk angka melalui persamaan *balans energi* untuk masing-masing region. Dengan mendefinisikan parameter P dan R seperti pada gambar diatas maka harga  $\Delta T_{LMTD}$  untuk masing-masing region dapat diketahui pada tabel perhitungan dibawah ini :

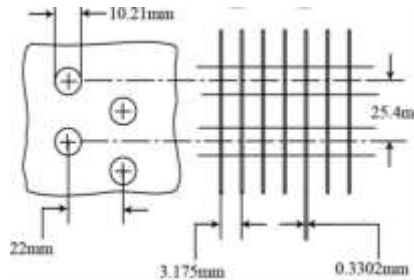
Tabel 4.12 Perhitungan  $\Delta T_{LMTD}$  tiap region pada evaporator

	Region I (Subcooled)	Region II (Evaporasi)	Region III (Superheat)
$T_{c_i}$ [°C]	40	87	87
$T_{h_i}$ [°C]	100	100	100
$T_{c_o}$ [°C]	87	87	95
$T_{h_o}$ [°C]	100	100	100
$\Delta T1$ ( $T_{h_i} - T_{c_o}$ )	13	13	5
$\Delta T2$ ( $T_{h_o} - T_{c_i}$ )	60	13	13
$\Delta T_{LMTD}$	30,731	13	8,372

Dari perhitungan diatas didapatkan harga  $\Delta T_{LMTD}$  untuk masing-masing zona yaitu 30,731 °C untuk region subcooled, 13 °C untuk zona Evaporasi, 8,372 °C untuk zona superheat.

### 4.3.3 Pemilihan Jenis Evaporator

Jenis evaporator yang akan dirancang untuk sistem yang akan dibuat adalah sama dengan jenis kondensor yang dirancang yakni *compact heat exchanger* jenis *circular tubes, continuous fin* sesuai dengan penelitian *Kays and London, 1984*. Dengan *surface designation* yang memiliki dimensi seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.16 Konfigurasi circular Tubes, continous fin heat exchanger

### 4.3.4 Karakteristik Permukaan

#### 4.3.4.1 Sisi refrijerant R141b (Cold Side)

Untuk mendefinisikan dimensi alat penukar panas secara umum terlebih dahulu diperlukan penentuan jumlah baris dari *heat exchanger* yang ditentukan dari kecepatan maksimum yang diijinkan untuk aliran di dalam *tube* karena faktor *vibrasi*. Material *tube* yang digunakan untuk perancangan ini adalah tembaga (*copper*).

- Diameter luar,  $d_o = 0,01021$  m
- Diamter dalam,  $d_i = 0,00996$  m
- Luas penampang *tube*

$$\begin{aligned} A_{tube} &= \frac{\pi}{4} d^2 \\ &= 0,785 \cdot (0,01021\text{m})^2 \\ &= 8,183 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dari data rekomendasi diatas maka dapat ditentukan jumlah baris yaitu :

$$\begin{aligned} N_{row} &= \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V_{max} \cdot A_{tube}} \\ &= \frac{0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1147,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 8,183 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 0,279 \end{aligned}$$

Setelah jumlah baris didapatkan maka untuk menentukan panjang *core compact heat exchanger* didapatkan dengan pendekatan

perbandingan antara diameter blower dengan panjang baris. Pada umumnya perancangan alat penukar panas gas-cair menggunakan dimensi blower yang terdapat dipasaran dan dipilih untuk menentukan *frontal area* dari alat penukar panas tersebut. Apabila pilih blower yang dipakai adalah blower yang ada di pasaran dengan mempertimbangkan kecepatan udara yang dihasilkan oleh kipas, maka dipilih blower dengan dimensi pada gambar 4. . Dari definisi diatas, maka definisi *frontal area* dapat diketahui sebesar 762 mm x 762 mm, selanjutnya parameter untuk sisi R-141b (*Cold Side*) dapat diketahui sebagai berikut :

- Luas perpindahan panas R-141b  
Luas perpindahan panas didalam pipa atau pada refijerant adalah luas selimut dari total *tube*. Adapun besar luas perpindahan panas adalah :

$$\begin{aligned} A_{R141b} &= \pi \cdot d \cdot L \cdot N_{\text{tube}} \\ &= 3,14 \cdot 0,0102 \text{ m} \cdot 0,762 \text{ m} \cdot 60 \\ &= 1,46432 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Volume Heat Exchanger  
volume dapat dinyatakan untuk satu laluan dengan dimensi 762 mm x 762 mm x 44 mm. Angka 44 menunjukkan lebar fin .

$$\begin{aligned} V_{\text{HE}} &= L_1 \cdot L_2 \cdot L_3 \\ &= 0,044\text{m} \cdot 0,762\text{m} \cdot 0,762\text{m} \\ &= 0,02554 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

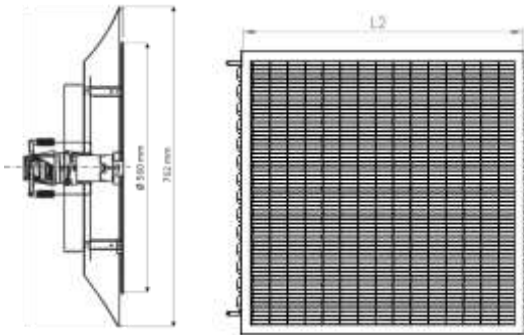
- $\alpha_{\text{Ref}} = \frac{A_{R141b}}{V_{\text{HE}}}$   

$$= \frac{1,46432 \text{ m}^2}{0,02554 \text{ m}^3}$$

$$= 57,3343$$

- $\alpha_{\text{Ref}} / \alpha_{\text{water}} = \frac{57,3343}{587}$

$$= 0,09767$$



Gambar 4.17 Dimensi rancangan Evaporator

#### 4.3.4.2 Sisi Air Pemanas (*Hot Side*)

Pada bagian *eksternal* atau luar *tube*, perpindahan panas yang akan dianalisa adalah perpindahan panas yang terjadi pada air pemanas diluar tube. Luasan perpindahan panas sisi *eksternal* (*Hot Side*) dihitung berdasarkan luasan *fin* dan luasan selimut pembuluh (*tube*) yang bersinggungan dengan fluida (air) yang tercelup air panas diluar *tube*. Tipe *fin* yang digunakan adalah *continuous fin*. Perhitungan didasarkan pada standar *surface designation continuous fin*. Beberapa data standar yang digunakan meliputi *fin thickness*, *fin area/total area*, *hydraulic diameter* telah ditentukan pada tabel 4.12 diatas.

Tahap perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan luasan perpindahan panas dengan menggunakan standard S-8.0-3/8T adalah menghitung besar perpindahan panas total yang memungkinkan dari besar *volume heat exchanger* yang telah ditentukan yakni sebesar 14,99198 m<sup>2</sup>, dan besar luasan perpindahan panas efektif per tube yang bersinggungan dengan fluida pemanas (Air) adalah sama dengan kondensor sebesar 0,2549145 m<sup>2</sup>. Dimensi untuk sisi pemanas didapatkan dari jenis *compact heat exchanger, circular tube-continuous fin surface 8.0-3/8T* ditambah dengan dimensi fan yang digunakan pada gambar 4.1 diketahui spesifikasi sebagai berikut :

### 4.3.5 Analisis Perpindahan Panas Sisi Eksternal (*Hot Side*)

#### Properti fluida

Dari data temperatur dan tekanan kondisi masuk dan keluar evaporator pada fluida pendingin telah didapatkan. Dengan menggunakan software Refprop pada kondisi temperatur rata-rata yakni  $\bar{T}_f = \frac{100\text{ }^\circ\text{C} + 67\text{ }^\circ\text{C}}{2} = 83,5\text{ }^\circ\text{C}$  didapatkan properties sebagai berikut :

Massa jenis, $\rho$	= 969,9 kg/m <sup>3</sup>
Viskositas, $\mu$	= 0,0003412 Ns/m <sup>2</sup>
Konduktivitas thermal, $k$	= 0,67175 W/m-K
Kalor spesifik, $c_p$	= 4,1991 kJ/kg.K
Prandtl number, $Pr$	= 2,1328
Kinematic Viscosity, $\nu$	= 3,5179 x 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s
$\alpha$	= 1,649 x 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s

#### a. Menghitung Koefisien konveksi Sisi Eksternal

##### Bilangan Reynold

$$\begin{aligned} Ra_L &= Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_\infty - T_s) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \\ &= \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,01197 \text{ K}^{-1} \cdot (100 - 67) \cdot (0,762)^3}{3,5179 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \times 1,649 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} \\ &= 2,9555 \times 10^{13} \end{aligned}$$

##### Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned} \overline{Na}_L &= 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \\ &= 0,68 + \frac{0,67 \times (2,9555 \times 10^{13})^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{2,1328}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \\ &= 1329,87 \end{aligned}$$

Koefisien Konveksi Eksternal

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_L \cdot k}{L} \\
 &= \frac{52,988 \times 0,67175 \frac{W}{mK}}{0,0102 \text{ m}} \\
 &= 1172,36 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

**b. Perencanaan Fin**

Efektifitas fin pada evaporator

$$\begin{aligned}
 m &= \sqrt{\frac{2h}{k\delta}} \\
 &= \sqrt{\frac{2 \times 1172,36 \frac{W}{m^2K}}{237 \frac{W}{mK} \times 0,0003302 \text{ m}}}
 \end{aligned}$$

$$m = 173,094$$

$$\begin{aligned}
 L_c &= l + \frac{t}{2} \\
 &= 0,003175 \text{ m} + \frac{0,0003302 \text{ m}}{2} \\
 &= 0,0033401 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \eta_f &= \frac{\tanh mL_c}{m L_c} \\
 &= \frac{\tanh (173,094 \times 0,0033401)}{(173,094 \times 0,0033401)} \\
 &= 0,9017 = 90,17 \%
 \end{aligned}$$

Efisiensi permukaan total

$$\begin{aligned}
 \eta_o &= 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \\
 &= 1 - 0,913(1 - 0,9017) \\
 &= 0,9102 = 91,02 \%
 \end{aligned}$$



### 4.3.6 Perencanaan Sisi dalam tube (Cold Side)

#### a. Perencanaan Region I (Zona Subdingin)

##### Properti Fluida

Dengan menggunakan *software refprop* didapatkan *properties* fluida kerja pada kondisi  $T_m = \frac{40\text{ }^\circ\text{C} + 87\text{ }^\circ\text{C}}{2} = 63,5\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P = 5\text{ bar}$  sebagai berikut :

Massa jenis, $\rho$	= 1156,5 kg/m <sup>3</sup>
Viskositas, $\mu$	= 0,00027175Ns/m <sup>2</sup>
Konduktivitas thermal, $k$	= 0,080352 W/m-K
Kalor spesifik, $c_p$	= 1,2148 kJ/kg.K
Prandtl number, $Pr$	= 4,1084

##### Bilangan Reynold

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot N_{row}} \\
 &= \frac{4 \cdot 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{3,14 \cdot 0,00996 \text{ m} \cdot 0,00027175 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 1} \\
 &= 22.211,088
 \end{aligned}$$

##### Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4} \\
 &= 0,023 \cdot (22211,088)^{0,8} \cdot (4,1084)^{0,4} \\
 &= 121,4654
 \end{aligned}$$

##### Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{Nu_D \cdot k}{d_i} \\
 &= \frac{121,4654 \times 0,080352 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0,00995 \text{ m}} \\
 &= 980,9037 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}
 \end{aligned}$$

### Koefisien Perpindahan Panas Total

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o \cdot h_{Air}} + \frac{1}{\left(\frac{\alpha_{Ref}}{\alpha_{Air}}\right) \cdot h_{Ref}}}$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{0,9017 \times 1172,36 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{0,09767 \times 980,9037 \frac{W}{m^2K}}}$$

$$= 87,843 \frac{W}{m^2K}$$

### Perhitungan luasan perpindahan panas total zona subdingin

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

$$= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{2694,455 \text{ watt}}{87,843 \frac{W}{m^2K} \cdot 30,7} = 0,99913 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan jumlah tube dan panjang yang dibutuhkan region I adalah sebesar

$$N_{Tube} = \frac{A_{subcool}}{A_{total}/Tube} = \frac{0,99913 \text{ m}^2}{0,2549145 \text{ m}^2} = 3,91 \approx 4$$

Dan panjang yang dibutuhkan  $L = 4 \times 0,762 \text{ m} = 3,048 \text{ m}$

## **b. Perencanaan Region II (Zona Evaporasi)**

### Properti Fluida

Dengan menggunakan *software refprop* didapatkan *properties* fluida kerja pada kondisi  $T_m = 87 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P = 5 \text{ bar}$  sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Massa jenis, } \rho_l &= 1103,7 \text{ kg/m}^3 & \rho_v &= 22,041 \text{ kg/m}^3 \\ \text{Viskositas, } \mu_l &= 0,00021516 \text{ Ns/m}^2 & \mu_v &= 0,00001118 \text{ Ns/m}^2 \\ \text{Kond. Ther, } k_l &= 0,074391 \text{ W/m-K} & k_v &= 0,014920 \text{ W/m-K} \\ \text{Prandtl number, } P_{r,l} &= 3,6591 & h_{fg} &= 193,16 \text{ kJ/kg} \\ \text{Viskositas Kinematik, } \nu_l &= 5,0648 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \\ h_{fg} &= 203123,2 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

Bilangan Reynold

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot N_{row}} \\
 &= \frac{4 \cdot 0,047192 \frac{kg}{s}}{3,14 \cdot 0,00996 \text{ m} \cdot 0,000215 \frac{Ns}{m^2} \cdot 1} = 28.073,78232
 \end{aligned}$$

Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu_D} &= C \cdot \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v) \dot{h}_f g \cdot D^3}{v_v k_v (T_s - T_{sat})} \right]^{\frac{1}{4}} \\
 &= 0,62 \cdot \left[ \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \left( 1103,7 \frac{kg}{m^3} - 22,041 \frac{kg}{m^3} \right) 203123,2 \frac{J}{kg} \cdot (0,00996 \text{ m})^3}{5,0648 \times 10^{-7} \times 0,014920 \frac{W}{mK} (100-87)} \right]^{\frac{1}{4}} \\
 &= 0,62 \times 237,9015 = 147,49897
 \end{aligned}$$

Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{Nu_D \cdot k}{d_i} \\
 &= \frac{147,49897 \times 0,074391 \frac{W}{mK}}{0,00995 \text{ m}} \\
 &= 1102,773462 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

Koefisien Perpindahan Panas Total

$$\begin{aligned}
 U_0 &= \frac{1}{\frac{1}{\eta_o \cdot h_{Air}} + \frac{1}{\left( \frac{\alpha_{Ref}}{\alpha_{Air}} \right) \cdot h_{Ref}}} \\
 U_0 &= \frac{1}{\frac{1}{0,9017 \times 1172,36 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{0,09767 \times 1102,773462 \frac{W}{m^2K}}} \\
 &= 97,748 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Luasan perpindahan panas total zona Evaporasi

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

$$= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{9115,606 \text{ watt}}{97,748 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 13} = 7,1735 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan jumlah tube dan panjang yang dibutuhkan region II adalah sebesar

$$N_{Tube} = \frac{A_{evaporasi}}{A_{total}/Tube} = \frac{7,1735 \text{ m}^2}{0,2549145 \text{ m}^2} = 28,14 \approx 28$$

Dan panjang yang dibutuhkan  $L = 28 \times 0,762 \text{ m} = 21,336 \text{ m}$

**c. Perencanaan Region III (Zona Superpanas)**

Properti Fluida

Dengan menggunakan *software refprop* didapatkan *properties* fluida kerja pada kondisi  $T_m = \frac{87^\circ\text{C} + 95^\circ\text{C}}{2} = 91^\circ\text{C}$

,  $P = 5 \text{ bar}$  sebagai berikut :

Massa jenis, $\rho$	= 21,663 kg/m <sup>3</sup>
Viskositas, $\mu$	= 0,000011319 Ns/m <sup>2</sup>
Konduktivitas thermal, $k$	= 0,015272 W/m-K
Kalor spesifik, $c_p$	= 0,95281 kJ/kg.K
Prandtl number, $P_r$	= 0,70619

Bilangan Reynold

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d \cdot \mu \cdot N_{row}}$$

$$= \frac{4 \cdot 0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{3,14 \cdot 0,00996 \text{ m} \cdot 0,000011319 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 1}$$

$$= 533.250,5697$$

Bilangan Nusselt

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,023 \cdot (533250,5697)^{0,8} \cdot (0,70619)^{0,4} \\
 &= 763,5571
 \end{aligned}$$

Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{Nu_D \cdot k}{d_i} \\
 &= \frac{763,5571 \times 0,015272 \frac{W}{mK}}{0,00995 \text{ m}} \\
 &= 1171,964224 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

Koefisien Perpindahan Panas Total

$$\begin{aligned}
 U_0 &= \frac{1}{\frac{1}{\eta_o \cdot h_{Air}} + \frac{1}{\left(\frac{\alpha_{Ref}}{\alpha_{Air}}\right) \cdot h_{Ref}}} \\
 U_0 &= \frac{1}{\frac{1}{0,9017 \times 1172,36 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{0,09767 \times 1171,964224 \frac{W}{m^2K}}} \\
 &= 103,282 \frac{W}{m^2k}
 \end{aligned}$$

Perhitungan luasan perpindahan panas total zona *superheat*

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} \\
 &= \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{359,72 \text{ watt}}{103,282 \frac{W}{m^2k} \cdot 8,372} = 0,416 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan jumlah tube dan panjang yang dibutuhkan region III adalah sebesar

$$N_{Tube} = \frac{A_{superhat}}{A_{total/Tube}} = \frac{0,416 \text{ m}^2}{0,2549145 \text{ m}^2} = 1,63 \approx 2$$

Dan panjang yang dibutuhkan  $L = 2 \times 0,762 \text{ m} = 1,524 \text{ m}$

Dari perhitungan luas dan panjang untuk tiap region didapatkan luas total evaporator adalah  $A_{Total} = 0,99913 \text{ m}^2 + 7,1735 \text{ m}^2 + 0,416 \text{ m}^2 = 8,5886 \text{ m}^2$  dengan total tube ( $N_{\text{Tube actual}} = 34$  tube dan panjang total kondensor adalah  $L_{Total} = 3,048 \text{ m} + 21,336 \text{ m} + 1,524 \text{ m} = 25,908 \text{ m}$ .

Untuk mendapatkan geometri actual kondensor perlu ditambahkan safety factor 10 %, sehingga besar luasan total kondensor didapatkan sebesar  $A_{Total} = 1,099043 \text{ m}^2 + 7,89085 \text{ m}^2 + 0,4576 \text{ m}^2 = 9,447493 \text{ m}^2$  dengan total tube ( $N_{\text{Tube desain}} = 37$  tube dan panjang total kondensor adalah  $L_{Total} = 3,3528 \text{ m} + 23,4696 \text{ m} + 1,6764 \text{ m} = 28,194 \text{ m}$ .

Tabel 4.13 Analisis Perpindahan Panas Tiap Zona pada evaporator

Surface designation	Region	Panjang tube (m)	UA (W/K)	$\Delta T_{LMTD}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$Q_{\text{actual}}$ (kW)	$Q_{\text{desain}}$ (kW)
Surface 8.0-3/8T	Subcool	3,3528	96,536	30,7	2,6944	2,9636
	Evaporasi	23,4696	771,3191	13	9,1156	10,0271
	Desuperheat	1,6764	47,105	8,372	0,35972	0,3943

### 4.3.7 Perhitungan Penurunan Tekanan pada Evaporator

#### A. Penurunan tekanan pada tube

Perhitungan penurunan tekanan untuk masing-masing zona, terlebih dahulu mendefinisikan kecepatan rata-rata fluida kerja yang melewati tube

$$u_m = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \text{Din}^2}$$

$$= \frac{4 \cdot 0,047192 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1179,9 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,14 \cdot (0,00995 \text{ m})^2} = 0,5146 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### Penurunan tekanan pada zona subdingin

Angka reynold untuk region I sebesar 18717,833 . maka persamaan *friction factor* yang digunakan adalah :

$$f = 0,046 \text{ Re}^{-0.2}$$

$$= 0,046 \times (22211,088)^{-0,2}$$

$$= 0,006215$$

Sehingga dapat diketahui besarnya penurunan tekanan pada region I yaitu sebesar :

$$\Delta P_1 = f \left( \frac{\dot{m}}{A_{Tube}} \right)^2 \cdot \frac{L}{2 \cdot g_c \cdot \rho \cdot r_h}$$

$$= 0,006215 \cdot \left( \frac{0,047192 \frac{kg}{s}}{8,183 \times 10^{-5} m^2} \right)^2 \cdot \frac{3,3528 m}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 1156,5 \frac{kg}{m^3} \times 0,0051 m}$$

$$= 59,888 Pa$$

### Penurunan tekanan pada zona evaporasi

Angka reynold untuk region II sebesar 20040,89622. maka persamaan *friction factor* yang digunakan adalah :

$$f = 0,046 Re^{-0,2}$$

$$= 0,046 \times (28073,78232)^{-0,2}$$

$$= 0,00593$$

Sehingga dapat diketahui besarnya penurunan tekanan pada region II yaitu sebesar :

$$\Delta P_1 = f \left( \frac{\dot{m}}{A_{Tube}} \right)^2 \cdot \frac{L}{2 \cdot g_c \cdot \rho \cdot r_h}$$

$$= 0,00593 \cdot \left( \frac{0,047192 \frac{kg}{s}}{8,183 \times 10^{-5} m^2} \right)^2 \cdot \frac{21,7932 m}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 1103,7 \frac{kg}{m^3} \times 0,0051 m}$$

$$= 389,194 Pa$$

### Penurunan tekanan pada zona superheat

Angka reynold untuk region III sebesar 589686,64. maka persamaan *friction factor* yang digunakan adalah :

$$f = 0,046 Re^{-0,2}$$

$$= 0,046 \times (533250,5697)^{-0,2}$$

$$= 0,0032913$$

Sehingga dapat diketahui besarnya penurunan tekanan pada region III yaitu sebesar :

$$\Delta P_1 = f \left( \frac{\dot{m}}{A_{Tube}} \right)^2 \cdot \frac{L}{2 \cdot g_c \cdot \rho \cdot r_h}$$

$$= ,0032913 \cdot \left( \frac{0,047192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{8,183 \times 10^{-5} \text{ m}^2} \right)^2 \cdot \frac{1,6764 \text{ m}}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 21,663 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,0051 \text{ m}}$$

$$= 846,581 \text{ Pa}$$

Tabel 4.14 Penurunan tekanan tiap zona pada evaporator

Surface designation	Region	Panjang tube (m)	$\Delta P_{cold \text{ fluid}}$ (kPa)
Surface 8.0-3/8T	Subcool	3,3528	0,5988
	Kondensasi	21,7932	0,389194
	Desuperheat	1,6764	0,846581

#### 4.3.8 Efektivitas Evaporator

Efektivitas dari evaporator harus diketahui untuk mengetahui unjuk kerja (*performance*) dari evaporator yang sudah didesain. Adapun data yang diperlukan untuk mengetahui efektivitas dari evaporator adalah sebagai berikut :

Tabel 4.16 *properties fluida kerja kondisi masuk dan keluar evaporator*

Properties	Satuan	Fluida Kerja	
		Refrijeran	Air
Mass flow rate ,	Kg/s	0,047192	-
Temp. In , $T_{in}$	$^{\circ}\text{C}$	40	100
Temp. Out, $T_{out}$	$^{\circ}\text{C}$	95	100
Spesifik heat, $C_p$	J/kg.K	1222,5	4215,7
Viscosity , $\mu$	Ns/m <sup>2</sup>	0,00026098	0,0028158
Thermal conductivity, $K$	W/m.K	0,079311	0,67909
Prandtl ,Pr		4,0228	1,748

Data diatas diperoleh dari hasil perancangan kondensator yang telah dilakukan sebelumnya dan menggunakan software refprop didapatkan nilai-nilai propertiesnya. Langkah-langkah yang



dilakukan untuk menentukan efektivess dari kondensor yang telaah dirancang adalah sebaagai berikut :

1. Menentukan *Heat Capacity*

- $C_c = \dot{m}_c \times C_{p_{cold}}$ 

$$= 0,047192 \frac{kg}{s} \cdot 1194,9 \frac{j}{kg \cdot k}$$

$$= 56,389 \frac{W}{K} (C_{Min})$$
- $Ch = \sim$

2. Menentukan *maximum Possible heat transfer rate* (qmax)

$$q_{Max} = C_{Min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$= 56,389 \frac{W}{K} \cdot (100 - 40)$$

$$= 1635,281 W$$

3. Menentukan Nilai  $U_{tot,R141b}$

$$U_{tot,R141b} = \frac{\sum_i (U_i \cdot A_i)}{A_{tot}}$$

$$= \frac{(87,843 \times 0,99913 m^2) + (97,748 \times 7,1735 m^2) + (103,282 \times 0,416 m^2)}{8,1058 m^2}$$

$$= \frac{831,9271 \frac{W}{K}}{8,5886 m^2}$$

$$= 96,864 \frac{W}{m^2 K}$$

4. Menentukan Nilai NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$= \frac{96,864 \frac{W}{m^2 K} \times 8,5886 m^2}{56,389 \frac{W}{K}}$$

$$= 14,7$$

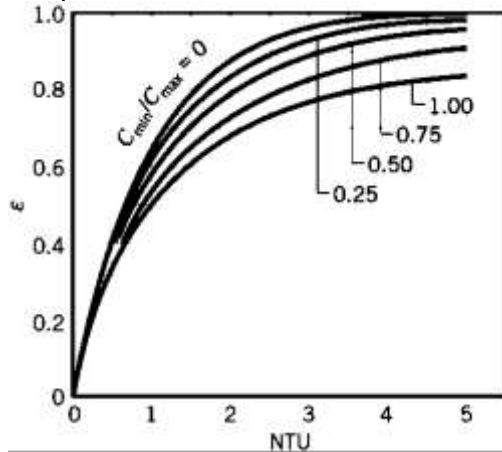
5. Menentukan Nilai Heat Capacity Ratio  $C_r$

$$C_r = \frac{C_{Min}}{\sim}$$

$$= \frac{56,389 \frac{W}{K}}{\sim \frac{W}{K}}$$

$$C_r = 0$$

Nilai Efektivness untuk heat exchanger tipe aliran *counterflow* dapat juga ditentukan dengan menggunakan Grafik  $\varepsilon = f(NTU, C_r)$  didapatkan nilai  $NTU = 0,95$



Gambar 4.18 Grafik efektivness =  $f(NTU, C_r)$  pada evaporator

***[Halaman ini sengaja dikosongkan]***

## Lampiran 1. Properties of Saturated Refrigerant R141b (liquid-vapor) : Tabel Temperatur dan Tabel Tekanan

Temp C	Press bar	Density (kg/m <sup>3</sup> )		Internal Energy (kJ/kg)		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg)		Temp C
		Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	
0	0.281	1281.1	1.471	199.98	418.5	200	437.6	1	1.8699	0
5	0.351	1271.8	1.811	205.61	421.58	205.64	440.97	1.020	1.867	5
10	0.435	1262.4	2.209	211.27	424.67	211.31	444.36	1.041	1.864	10
15	0.534	1253	2.674	216.96	427.78	217	447.75	1.061	1.861	15
20	0.650	1243.4	3.213	222.68	430.91	222.73	451.15	1.080	1.859	20
25	0.786	1233.8	3.833	228.43	434.06	228.49	454.56	1.100	1.858	25
30	0.942	1224.1	4.542	234.21	437.22	234.28	457.97	1.119	1.857	30
35	1.123	1214.2	5.349	240.02	440.39	240.11	461.38	1.138	1.856	35
40	1.329	1204.3	6.263	245.87	443.58	245.98	464.8	1.157	1.856	40
45	1.564	1194.2	7.293	251.75	446.77	251.88	468.21	1.175	1.855	45
50	1.829	1184	8.450	257.68	449.97	257.83	471.61	1.194	1.855	50
55	2.127	1173.7	9.745	263.64	453.18	263.82	475.01	1.212	1.856	55
65	2.835	1152.5	12.789	275.69	459.6	275.94	481.77	1.248	1.857	65
70	3.250	1141.7	14.664	281.78	462.82	282.07	485.13	1.266	1.858	70
75	3.709	1130.7	16.626	287.92	466.03	288.25	488.48	1.284	1.859	75
80	4.216	1119.6	18.688	294.1	469.24	294.48	491.8	1.302	1.860	80
85	4.772	1108.2	21.066	300.34	472.44	300.77	495.1	1.319	1.862	85
90	5.382	1096.5	23.678	306.62	475.64	307.11	498.37	1.337	1.863	90
95	6.048	1084.7	26.542	312.96	478.82	313.52	501.6	1.354	1.865	95
100	6.773	1072.5	29.678	319.35	481.98	319.98	504.8	1.371	1.867	100
105	7.561	1060.1	33.109	325.8	485.12	326.52	507.96	1.388	1.868	105
110	8.414	1047.4	36.861	332.32	488.24	333.12	511.07	1.406	1.870	110
115	9.336	1034.3	40.962	338.89	491.33	339.8	514.12	1.423	1.872	115
120	10.331	1020.9	45.443	345.54	494.39	346.55	517.12	1.440	1.874	120
125	11.401	1007	50.344	352.25	497.4	353.39	520.05	1.457	1.875	125
130	12.550	992.73	55.706	359.05	500.37	360.31	522.89	1.474	1.877	130
135	13.782	977.94	61.581	365.92	503.27	367.33	525.65	1.491	1.879	135
140	15.101	962.59	68.028	372.88	506.12	374.45	528.31	1.508	1.880	140
145	16.509	946.61	75.119	379.94	508.88	381.68	530.85	1.525	1.882	145
150	18.013	929.92	82.946	387.1	511.55	389.04	533.26	1.542	1.883	150

Press bar	Temp C	Density (kg/m <sup>3</sup> )		Internal Energy (kJ/kg)		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg)		Press bar
		Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	
0.4	8.016	1266.2	2.044	209.02	423.44	209.06	443.01	1.033	1.865	0.4
0.6	17.935	1247.4	2.981	220.31	429.62	220.36	449.75	1.072	1.860	0.6
0.8	25.488	1232.8	3.898	228.99	434.37	229.05	454.89	1.102	1.858	0.8
1	31.671	1220.8	4.800	236.14	438.28	236.23	459.11	1.125	1.856	1
1.2	36.950	1210.4	5.692	242.29	441.63	242.39	462.71	1.145	1.856	1.2
1.4	41.581	1201.1	6.576	247.72	444.58	247.84	465.88	1.163	1.855	1.4
1.6	45.725	1192.7	7.453	252.61	447.23	252.74	468.7	1.178	1.855	1.6
1.8	49.485	1185.1	8.325	257.06	449.64	257.22	471.26	1.192	1.855	1.8
2	52.937	1178	9.193	261.17	451.85	261.34	473.61	1.205	1.856	2
2.2	56.133	1171.3	10.058	265	453.9	265.18	475.78	1.216	1.856	2.2
2.4	59.113	1165.1	10.920	268.58	455.82	268.78	477.8	1.227	1.856	2.4
2.6	61.910	1159.1	11.779	271.95	457.62	272.17	479.69	1.237	1.857	2.6
2.8	64.548	1153.5	12.637	275.14	459.31	275.38	481.47	1.247	1.857	2.8
3	67.046	1148.1	13.494	278.18	460.92	278.44	483.15	1.256	1.857	3
3.2	69.421	1143	14.350	281.07	462.45	281.35	484.75	1.264	1.858	3.2
3.4	71.686	1138.1	15.204	283.85	463.9	284.14	486.26	1.272	1.858	3.4
3.6	73.853	1133.3	16.059	286.51	465.29	286.82	487.71	1.280	1.859	3.6
3.8	75.931	1128.7	16.913	289.06	466.63	289.4	489.1	1.287	1.859	3.8
4	77.928	1124.2	17.766	291.53	467.91	291.89	490.43	1.294	1.860	4
4.2	79.851	1119.9	18.620	293.92	469.14	294.29	491.7	1.301	1.860	4.2
4.4	81.707	1115.7	19.475	296.22	470.33	296.62	492.93	1.308	1.861	4.4
4.6	83.501	1111.6	20.329	298.46	471.48	298.87	494.11	1.314	1.861	4.6
4.8	85.237	1107.6	21.185	300.63	472.59	301.07	495.25	1.320	1.862	4.8
5	86.920	1103.7	22.041	302.74	473.67	303.2	496.36	1.326	1.862	5
5.2	88.554	1099.9	22.898	304.8	474.71	305.27	497.42	1.332	1.863	5.2
5.4	90.141	1096.2	23.755	306.8	475.73	307.29	498.46	1.337	1.863	5.4
5.6	91.685	1092.6	24.614	308.75	476.71	309.26	499.46	1.343	1.864	5.6
5.8	93.189	1089	25.474	310.66	477.67	311.19	500.43	1.348	1.864	5.8
6	94.655	1085.5	26.335	312.52	478.6	313.07	501.38	1.353	1.865	6
6.2	96.084	1082.1	27.198	314.34	479.5	314.91	502.3	1.358	1.865	6.2
6.4	97.480	1078.7	28.062	316.12	480.39	316.72	503.19	1.363	1.866	6.4
6.6	98.844	1075.4	28.928	317.87	481.25	318.48	504.06	1.367	1.866	6.6
6.8	100.180	1072.1	29.795	319.58	482.09	320.21	504.91	1.372	1.867	6.8
7	101.480	1068.9	30.664	321.26	482.91	321.91	505.74	1.376	1.867	7

**Lampiran 2.** Thermophysical Properties of Refrigerant-141b at  
a) 2 dan b) 5 bar

a)

Temp C	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (kJ/kg-K)	Therm.Cond (W/m-K)	Visc. Absolut (Ns/m <sup>2</sup> )	Visc. Kin (cm <sup>2</sup> /s)	Prandtl
0	1281,4	1,1247	0,097782	0,00055362	0,0043203	6,3677
10	1262,7	1,1352	0,094924	0,00048815	0,0038659	5,8377
15	1253,3	1,141	0,093501	0,0004595	0,0036664	5,6072
20	1243,7	1,1471	0,092085	0,00043314	0,0034827	5,3958
25	1234	1,1536	0,090677	0,00040882	0,0033129	5,2013
30	1224,3	1,1605	0,089278	0,00038633	0,0031555	5,0218
35	1214,4	1,1677	0,087889	0,00036546	0,0030094	4,8556
40	1204,4	1,1753	0,08651	0,00034606	0,0028732	4,7014
45	1194,3	1,1832	0,085144	0,00032798	0,0027462	4,5578
50	1184,1	1,1915	0,083789	0,00031109	0,0026273	4,4238
55	9,1196	0,86218	0,012097	1,0128E-05	0,011106	0,72186
60	8,948	0,862	0,012492	1,0296E-05	0,011507	0,7105
65	8,7849	0,86288	0,012894	1,0463E-05	0,011911	0,70023
70	8,6296	0,86458	0,013304	0,00001063	0,012318	0,69083
75	8,4812	0,86694	0,013721	1,0796E-05	0,01273	0,68216
80	8,3392	0,86984	0,014145	1,0962E-05	0,013145	0,67409
85	8,2029	0,87316	0,014576	1,1127E-05	0,013564	0,66652
90	8,072	0,87683	0,015015	1,1291E-05	0,013988	0,65938
95	7,946	0,88077	0,01546	1,1455E-05	0,014416	0,6526
100	7,8246	0,88494	0,015912	1,1618E-05	0,014848	0,64613

b)

Temp C	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (kJ/kg-K)	Therm.Cond (W/m-K)	Visc. Absolut (Ns/m <sup>2</sup> )	Visc. Kin (cm <sup>2</sup> /s)	Prandtl
0	1281,9	1,1243	0,097889	0,00055538	0,0043323	6,3787
10	1263,3	1,1347	0,095039	0,00048975	0,0038768	5,8474
15	1253,8	1,1405	0,093619	0,00046102	0,0036769	5,6162
20	1244,3	1,1466	0,092206	0,0004346	0,0034927	5,4043
25	1234,7	1,1531	0,090801	0,00041023	0,0033226	5,2094
30	1225	1,1599	0,089406	0,00038769	0,0031649	5,0294
35	1215,1	1,167	0,08802	0,00036678	0,0030184	4,8629
40	1205,2	1,1745	0,086646	0,00034734	0,0028821	4,7082
45	1195,1	1,1824	0,085283	0,00032922	0,0027548	4,5643
50	1184,9	1,1906	0,083932	0,0003123	0,0026357	4,43
55	1174,5	1,1992	0,082594	0,00029646	0,0025242	4,3043
60	1164	1,2082	0,08127	0,00028161	0,0024194	4,1865
65	1153,2	1,2176	0,07996	0,00026765	0,0023209	4,0758
70	1142,3	1,2275	0,078665	0,00025451	0,002228	3,9715
75	1131,2	1,2379	0,077384	0,0002421	0,0021402	3,873
80	1119,9	1,2489	0,076118	0,00023038	0,0020572	3,78
85	1108,3	1,2605	0,074867	0,00021927	0,0019786	3,6918
90	21,754	0,95395	0,015185	1,1285E-05	0,0051877	0,70895
95	21,312	0,94904	0,015622	1,1453E-05	0,0053741	0,6958
100	20,897	0,94582	0,016068	1,1621E-05	0,0055611	0,68405

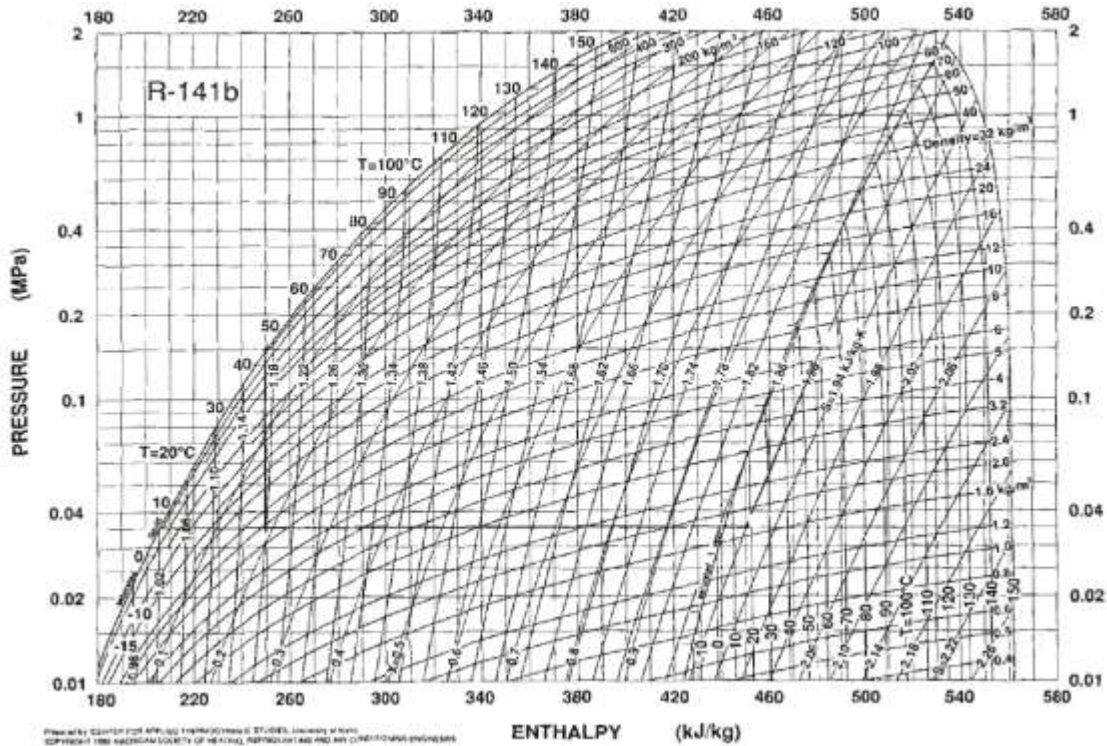
**Lampiran 3.** Thermophysical Properties of Refrigerant R-141b (liquid-vapor) : Tabel Temperatur

Temp C	Press bar	Density (kg/m <sup>3</sup> )		Cp (kJ/kg-K)		Therm.Cond (W/m-K)		Visc. Absolut (Ns/m <sup>2</sup> )		Visc. Kin (cm <sup>2</sup> /s)		Prandtl	
		Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap
0	0,28098	1281,1	1,47090	1,12490	0,73836	0,09772	0,008247	0,00055261	0,00000841780	0,00431	0,0572	6,3614	0,7537
10	0,43496	1262,4	2,20930	1,13540	0,76008	0,09486	0,008874	0,00048732	0,0000087265	0,00386	0,0395	5,8327	0,74744
20	0,65023	1243,4	3,21280	1,14740	0,78258	0,09203	0,009532	0,00043248	0,0000090348	0,00348	0,0281	5,3920	0,74178
30	0,94245	1224,1	4,54160	1,16070	0,80588	0,08923	0,010221	0,00038585	0,0000093434	0,00315	0,0206	5,0191	0,73669
40	1,329	1204,3	6,26280	1,17540	0,83003	0,08648	0,010944	0,00034578	0,0000096534	0,00287	0,0154	4,6998	0,73211
50	1,8288	1184	8,45040	1,19160	0,85508	0,08378	0,011705	0,00031102	0,0000099661	0,00263	0,0118	4,4234	0,72803
60	2,4621	1163,2	11,18700	1,20910	0,88113	0,08114	0,012507	0,00028063	0,0000102830	0,00241	0,0092	4,1817	0,72446
70	3,2503	1141,7	14,56400	1,22830	0,90838	0,07857	0,013356	0,00025385	0,0000106080	0,00222	0,0073	3,9685	0,72144
80	4,2158	1119,6	18,68800	1,24930	0,93708	0,07607	0,014259	0,00023009	0,0000109420	0,00206	0,0059	3,7788	0,71907
90	5,382	1096,5	23,67800	1,27250	0,96764	0,07366	0,015225	0,00020887	0,0000112900	0,00190	0,0048	3,6086	0,71753
100	6,773	1072,5	29,67800	1,29830	1,00070	0,07132	0,016267	0,00018979	0,0000116570	0,00177	0,0039	3,4549	0,71708
110	8,414	1047,4	36,86100	1,32740	1,03710	0,06907	0,017400	0,00017251	0,0000120490	0,00165	0,0033	3,3152	0,71813
120	10,331	1020,9	45,44300	1,36090	1,07820	0,06692	0,018647	0,00015674	0,0000124740	0,00154	0,0027	3,1875	0,72128
130	12,55	992,73	55,70600	1,40030	1,12620	0,06486	0,020036	0,00014224	0,0000129430	0,00143	0,0023	3,0707	0,7275
140	15,101	962,59	68,02800	1,44810	1,18440	0,06290	0,021610	0,00012878	0,0000134710	0,00134	0,0020	2,9646	0,73836
150	18,013	929,92	82,94600	1,50880	1,25900	0,06105	0,023434	0,00011615	0,0000140830	0,00125	0,0017	2,8705	0,75658

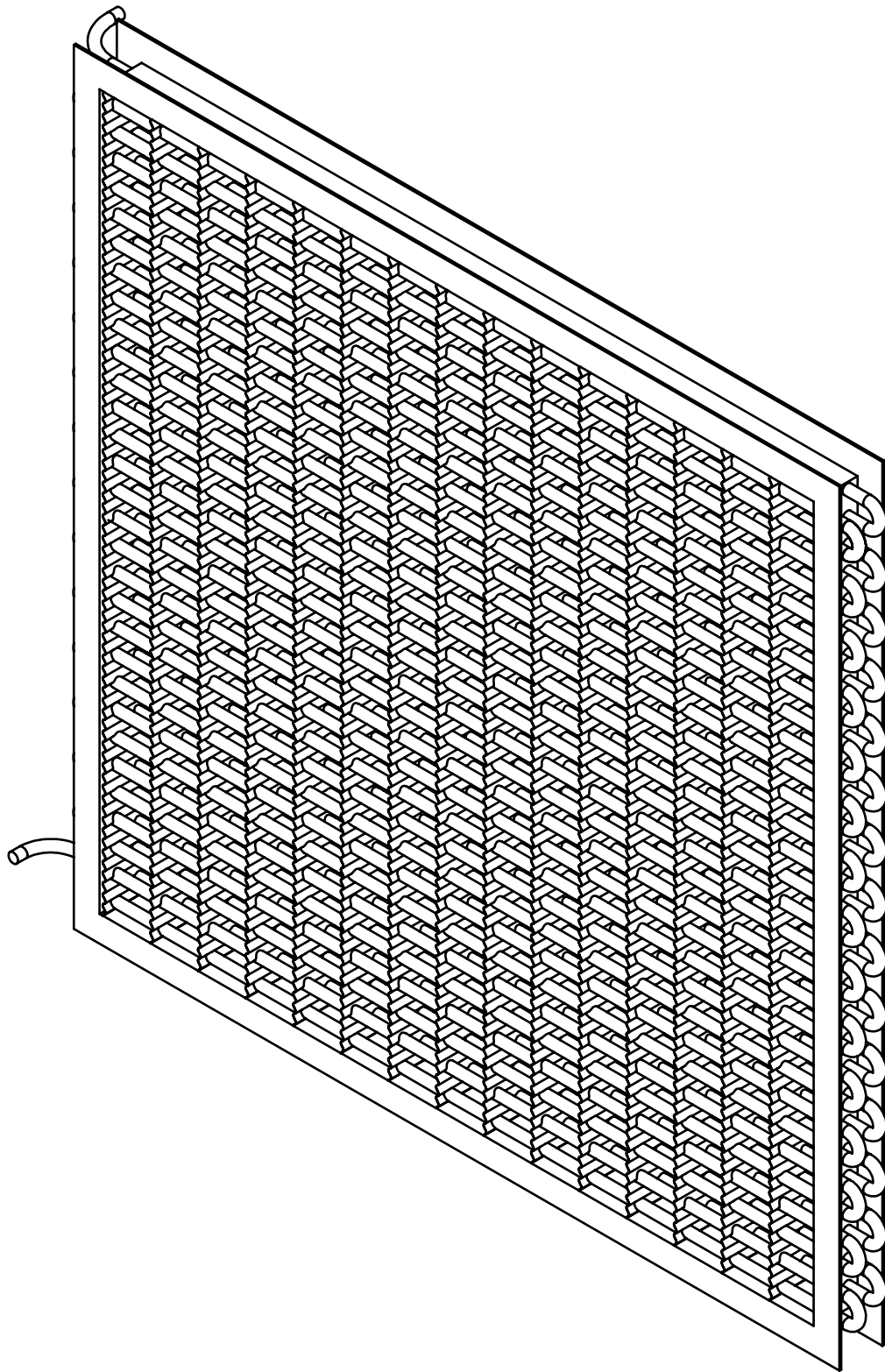
**Lampiran 4.** Thermophysical Properties of refrigerant R141b (liquid-vapor) : Tabel Tekanan

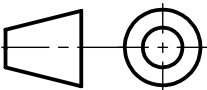

Press bar	Temp C	Density (kg/m <sup>3</sup> )		Cp (kJ/kg-K)		Therm.Cond (W/m-K)		Visc. Absolut (Ns/m <sup>2</sup> )		Visc. Kin (cm <sup>2</sup> /s)		Prandtl	
		Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap
0,5	13,374	1256,1	2,5154	1,1393	0,76758	0,093905	0,0090925	0,00046778	8,8305E-06	0,0037242	0,035105	5,6753	0,74546
1	31,671	1220,8	4,8	1,1631	0,80986	0,088769	0,010339	0,00037873	9,3951E-06	0,0031024	0,019573	4,9624	0,73589
1,5	43,706	1196,8	7,015	1,1813	0,8392	0,085473	0,011222	0,00033233	9,7689E-06	0,0027768	0,013926	4,5929	0,73054
2	52,937	1178	9,1932	1,1966	0,86262	0,083	0,011936	0,00030168	0,000010059	0,0025611	0,010941	4,3491	0,72693
2,5	60,533	1162,1	11,35	1,2101	0,88255	0,081004	0,012551	0,00027912	0,0000103	0,0024019	0,0090754	4,1697	0,72428
3	67,046	1148,1	13,494	1,2225	0,90019	0,079324	0,0131	0,00026142	0,000010511	0,0022769	0,0077893	4,0288	0,72227
3,5	72,781	1135,6	15,631	1,234	0,9162	0,077869	0,013602	0,00024696	0,000010699	0,0021746	0,0068448	3,9136	0,72071
4	77,928	1124,2	17,766	1,2448	0,93099	0,076585	0,014067	0,00023479	0,000010872	0,0020885	0,0061192	3,8164	0,7195
4,5	82,611	1113,6	19,902	1,2552	0,94486	0,075434	0,014505	0,00022432	0,000011031	0,0020143	0,0055428	3,7326	0,71858
5	86,92	1103,7	22,041	1,2651	0,958	0,074391	0,01492	0,00021516	0,000011181	0,0019494	0,005073	3,6591	0,71791
5,5	90,918	1094,4	24,185	1,2748	0,97056	0,073437	0,015318	0,00020704	0,000011323	0,0018918	0,0046819	3,5939	0,71744
6	94,655	1085,5	26,335	1,2842	0,98267	0,072557	0,0157	0,00019974	0,000011458	0,0018401	0,0043509	3,5352	0,71717
6,5	98,166	1077	28,495	1,2934	0,9944	0,071742	0,01607	0,00019314	0,000011588	0,0017933	0,0040667	3,482	0,71707
7	101,48	1068,9	30,664	1,3024	1,0058	0,070981	0,016429	0,00018712	0,000011713	0,0017506	0,0038199	3,4334	0,71713
7,5	104,63	1061	32,844	1,3113	1,017	0,070269	0,016779	0,00018158	0,000011835	0,0017114	0,0036034	3,3886	0,71735
8	107,62	1053,5	35,036	1,3202	1,0281	0,069599	0,017122	0,00017647	0,000011953	0,0016751	0,0034116	3,3472	0,71772
8,5	110,48	1046,1	37,241	1,3289	1,039	0,068967	0,017458	0,00017171	0,000012069	0,0016414	0,0032406	3,3087	0,71823
9	113,22	1039	39,461	1,3377	1,0497	0,068369	0,017788	0,00016727	0,000012182	0,00161	0,003087	3,2728	0,71888
9,5	115,85	1032,1	41,695	1,3464	1,0605	0,067802	0,018114	0,00016312	0,000012293	0,0015805	0,0029482	3,2391	0,71966
10	118,38	1025,3	43,946	1,3551	1,0712	0,067262	0,018436	0,0001592	0,000012402	0,0015528	0,0028221	3,2074	0,72059

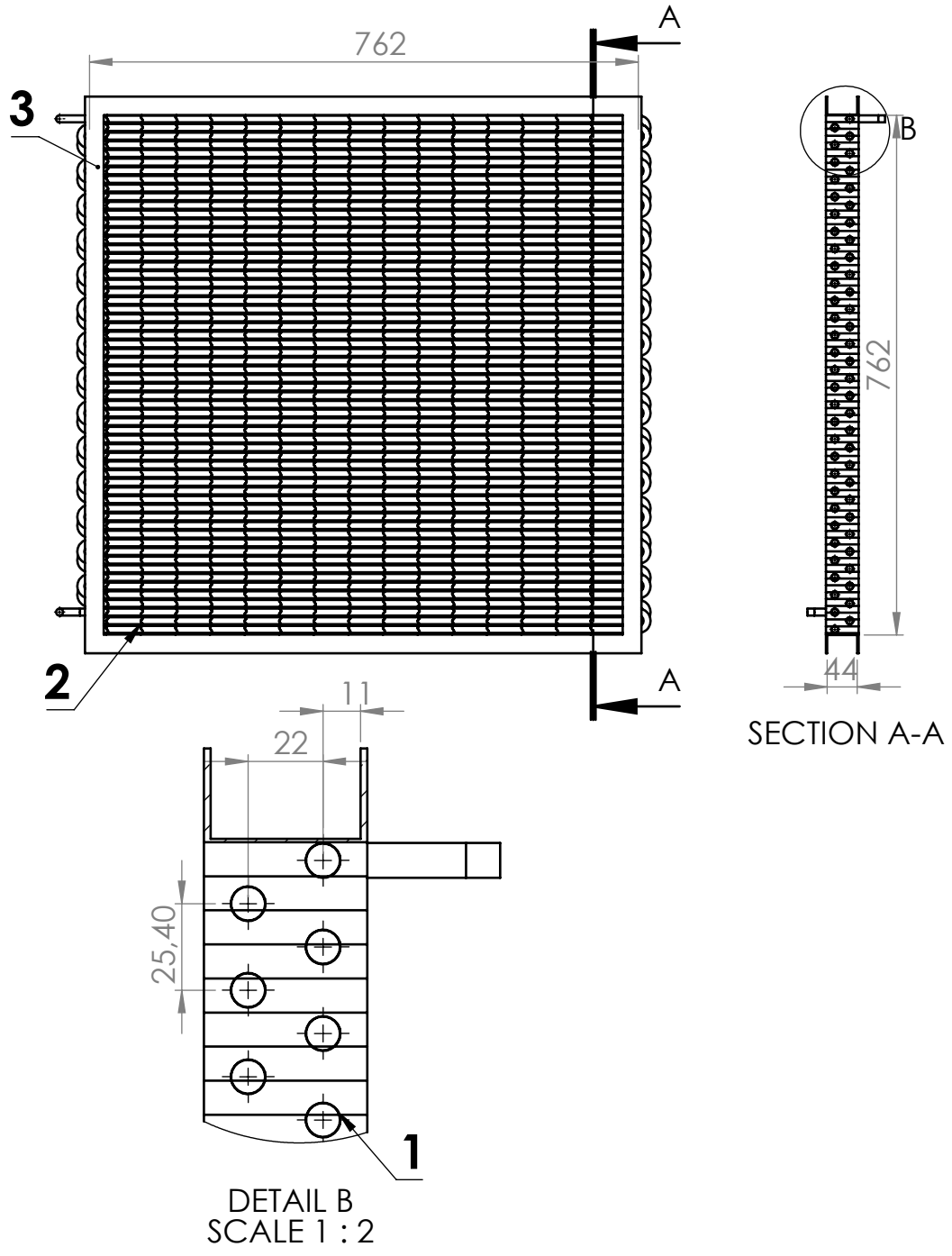
Lampiran 5. P-h diagram Refrigerant R-141b



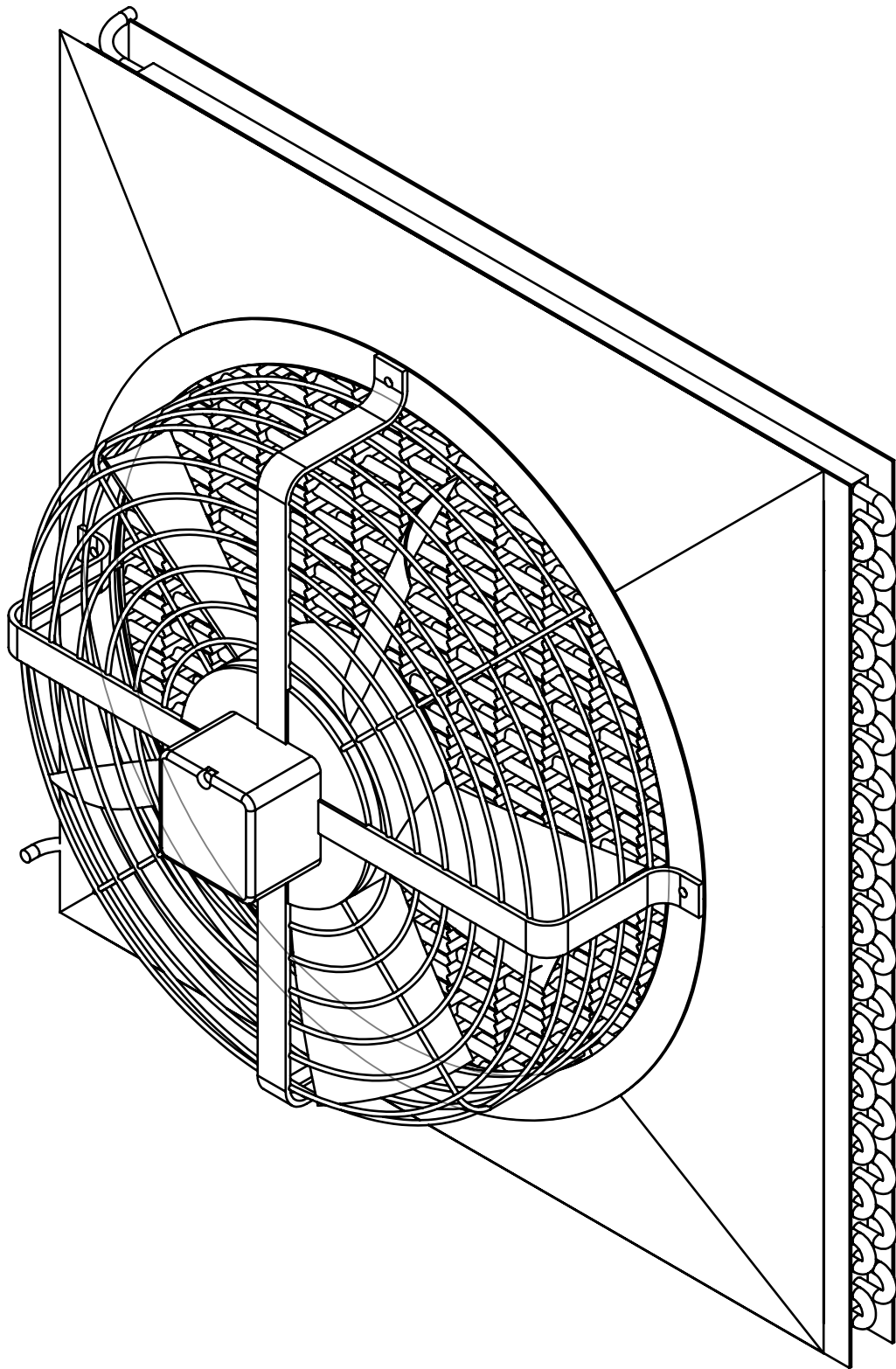


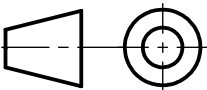



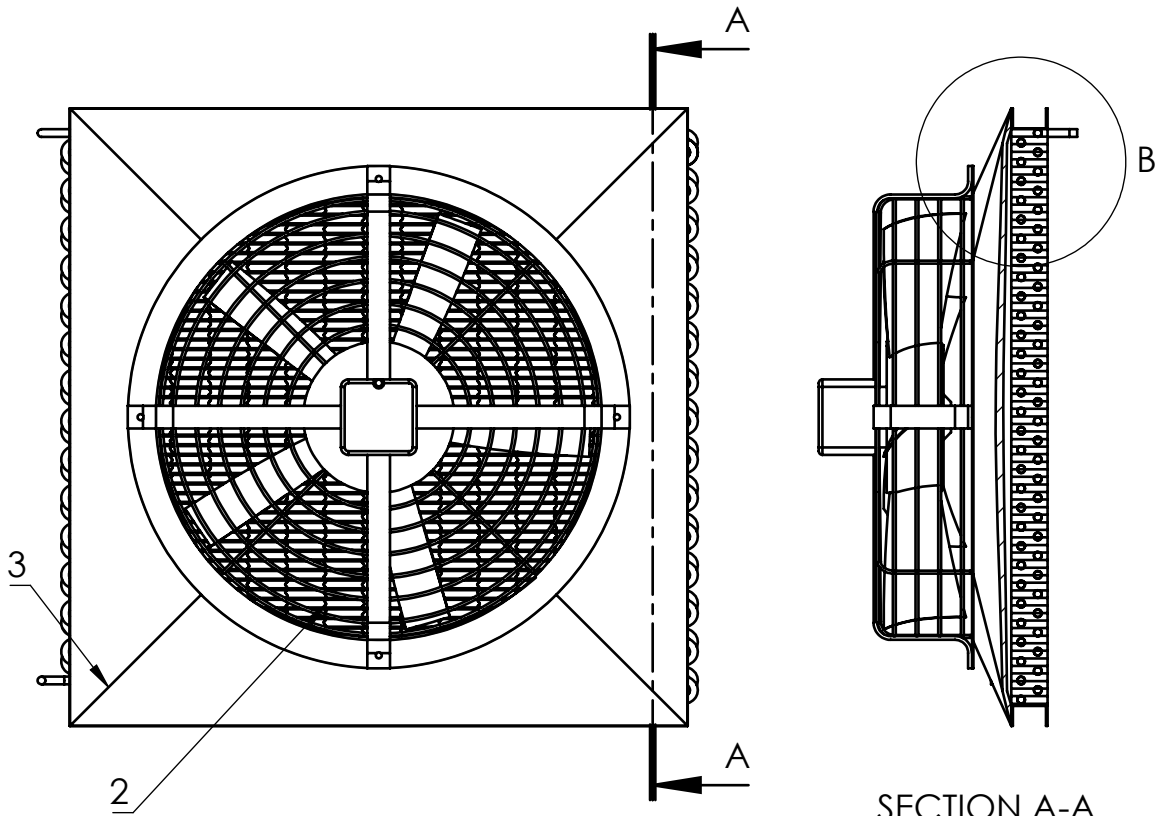
Jumlah			Nama Bagian	No. Bag	Bahan	Ukuran	Keterangan	
III	II	I	 Perubahan :	Pengganti dari :				
			<b>Evaporator (Compact Heat Exchanger)</b>	Diganti dengan :				
				Skala : 1:5	Digambar	24.6.16	Candra N.	
					Diperiksa		Prabowo	
					Disetujui		Prabowo	
				Dilihat				
Lab. Ther&Perpar			 <b>S1 TEKNIK MESIN FTI-ITS</b>	No.CDR.00.1/A4				



		1	Frame	3	Galv. Steel				
		240	Fins	2	Aluminium				
		60	Tubes	1	Copper				
Jumlah		Nama Bagian		No. Bag	Bahan	Ukuran	Keterangan		
III	II	I	Perubahan :			Pengganti dari : Diganti dengan :			
			<b>Evaporator (Compact Heat Exchanger)</b>			Skala :	Digambar	24.6.16	Candra N.
						1:5	Diperiksa		Prabowo
							Disetujui		Prabowo
							Dilihat		
Lab. Ther&Perpar		S1 TEKNIK MESIN FTI-ITS			No.CDR.00.1.1/A4				



Jumlah			Nama Bagian	No. Bag	Bahan	Ukuran	Keterangan		
III	II	I	 Perubahan :			Pengganti dari : Diganti dengan :			
			<b>Kondensor            (Compact Heat Exchanger)</b>			Skala :	Digambar	24.6.16	Candra N.
						1:5	Diperiksa		Prabowo
							Disetujui		Prabowo
							Dilihat		
Lab. Ther&Perpar			 <b>S1 TEKNIK MESIN FTI-ITS</b>			No.CDR.00.2./A4			



DETAIL B  
SCALE 1 : 5

		1	Frame	3	Galv. Steel		
		240	Fins	2	Aluminium		
		60	Tubes	1	Copper		
Jumlah		Nama Bagian		No. Bag	Bahan	Ukuran	Keterangan
III	II	I		Perubahan :		Pengganti dari :	
			<h2>Kondensor (Compact Heat Exchanger)</h2>	Diganti dengan :		Skala :	Digambar 24.6.16 Candra N.
				1:10	Diperiksa		Prabowo
					Disetujui		Prabowo
					Dilihat		
Lab. Ther&Perpar					No.CDR.00.2.1/A4		

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari perancangan berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

- 1) untuk *Organic Rankine Cycle* kapasitas 1 kilowatt, secara ideal sistem mempunyai harga efisiensi sebesar 8,12 %.
- 2) Dimensi Compact Heat Exchanger Tipe Circular Tube-Continuous Fin , Surface .0-3/8T yang didesain adalah sebagai berikut :

#### A. Data spesifikasi Kondensor

- Dengan besar laju perpindahan panas kondensor yang didesain yakni 11,178kW , maka ditentukan dimensi dan kondisi *Compact heat exchanger tipe circular tube-continuous fins* sebagai berikut :

Kondisi Operasional	
<b>a. Fluida Kerja Refrijerant</b>	
Jenis Fluida	Refrijerant R-141b
Mass Flowrate	0,047192 kg/s
Temperatur Kerja	40 °C -65 °C
Tekanan Kerja	2 bar
<b>b. Fluida Pendingin Kondensor</b>	
Jenis Fluida	Udara
Mass Flowrate	1,4631 kg/s
Temperatur Udara Pendingin	35 °C
Tekanan Kerja	1 bar

<b>Konstruksi</b>	
<b>Fin</b>	<b>Tube</b>
Bahan : Aluminium	Bahan : Tembaga
Tebal x Pitch fin : 0,33 mm x 3,175 mm	$D_o \times t$ : 10,21 mm x 0,25 mm / (Staggered)
Luasan Frontal (Afr) : 0,580644 m <sup>2</sup>	Jarak Tube transversal, ST : 25,4 mm
<i>Free flow area / frontal area</i> ( $\sigma$ ) : 0,534	Jarak tube longitudinal, SL : 22 mm
<i>Fin area / total area</i> : 0,913	Jumlah laluan : 1
Tinggi fin : 762 mm	Panjang Tube : 762 mm
Lebar fin : 44 mm	Jumlah Tube : 60 /
Jumlah fin : 240	$N_T \times N_L = 30 \times 2$

<b>Detail Konstruksi</b>	
<b>Luasan Total (<i>finned</i>)</b>	<b>14,04947 m<sup>2</sup></b>
1. Luasan subcool	2,018 m <sup>2</sup>
2. Luasan Kondensasi	11,319 m <sup>2</sup>
3. Luasan Desuperheat	0,71247 m <sup>2</sup>
<b>Panjang Total (<i>finned</i>)</b>	<b>41,91 m</b>
4. Panjang subcool	5,8784 m
5. Panjang Kondensasi	33,528 m

6. Panjang Desuperheat	2,5146 m
Lebar Kondensor ( <i>finned</i> )	0,044 m
Tinggi Kondensor ( <i>finned</i> )	0,762 m

- Besar penurunan tekanan pada sisi tube kondensor sebesar 3,702 kPa. Zona desuperheating pada sisi dalam tube mempunyai pressure drop yang paling tinggi, karena untuk harga laju alir massa yang sama, zona desuperheating mempunyai kecepatan fluida yang lebih tinggi sebagai kompensasi kecilnya densitas fluida kerja.
- Besar penurunan tekanan pada sisi eksternal yakni pendingin udara sebesar 0,0476 kPa dengan kecepatan udara rata-rata yang dihasilkan 2,2 m/s. Semakin tinggi kecepatan udara yang dihasilkan maka pressure drop yang dihasilkan semakin besar pula, hal ini berpengaruh terhadap daya kipas udara yang digunakan .
- Nilai NTU dan Efektifitas merupakan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan performa heat exchanger. Berdasarkan rumusan teori dengan meningkatnya nilai NTU maka akan berbanding lurus dengan meningkatnya nilai *effectiveness*. Pada rancangan kondensor didapatkan dari grafik  $effectiveness = f(NTU, C_r)$  pada kondensor didapatkan nilai NTU Sebesar 1,7

### B. Data Spesifikasi Evaporator

Dengan besar laju perpindahan panas Evaporator yang didesain yakni 12,166 kW , maka ditentukan dimensi dan kondisi *Compact heat exchanger tipe circular tube-continuous fin*, surface 8.0-3/8T sebagai berikut :

<b>Kondisi Operasional</b>	
Jenis Fluida	Refrijerant R-141b
Mass Flowrate / Kapasitas	0,047192 kg/s
Temperatur Kerja	40 °C - 95 °C
Tekanan Kerja	5 bar
Temperatur Air Pemanas	100 °C
Tekanan Air Pemanas	1 Bar
<b>Konstruksi</b>	
<b>Fin</b>	<b>Tube</b>
Bahan : Aluminium	Bahan : Tembaga
Tebal x Pitch fin : 0,33 mm x 3,175 mm	Do x t : 10,21 mm x 0,25 mm
Luasan Frontal (Afr) : 0,580644 m <sup>2</sup>	Jarak Tube transversal, ST : 25,4 mm
<i>Free flow area / frontal area</i> (σ) : 0,534	Jarak tube longitudinal, SL : 22 mm
<i>Fin area / total area</i> : 0,913	Jumlah laluan (N <sub>Row</sub> ) : 1



Tinggi fin : 762 mm	Panjang Tube : 762 mm
Lebar fin : 44 mm	Jumlah Tube : 60
Jumlah fin : 240	$N_T \times N_L = 30 \times 2$
<b>Detail Konstruksi</b>	
<b>Luasan Total :</b>	<b>9,447 m<sup>2</sup></b>
1. Luasan subcool	1,099 m <sup>2</sup>
2. Luasan Evaporasi	7,891 m <sup>2</sup>
3. Luasan Superheat	0,4576 m <sup>2</sup>
<b>Panjang Total :</b>	<b>28,194 m</b>
4. Panjang subcool	3,3528 m
5. Panjang Evaporasi	23,469 m
6. Panjang Superheat	1,6762 m
Lebar Evaporator	0,044 m
Tinggi Evaporator	0,762 m

- Besar penurunan tekanan pada sisi tube evaporator sebesar 2,314 kPa. Zona superheating pada sisi dalam tube mempunyai pressure drop yang paling tinggi, karena untuk harga laju alir massa yang sama, zona desuperheating mempunyai kecepatan fluida yang lebih tinggi sebagai kompensasi kecilnya densitas fluida kerja.
- Semakin besar harga laju alir massa refrigerant, maka akan semakin besar pula harga koefisien perpindahan panas konveksi (h), koefisien perpindahan panas total (U), luas area

perpindahan panas yang dibutuhkan serta *pressure drop* sepanjang evaporator

## 5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat disampaikan setelah melaksanakan perancangan kondensor dan evaporator antara lain

1. Perhitungan perencanaan kondensor dan evaporator yang telah dilakukan pada sistem *Organic Rankine Cycle* perlu memperhatikan tingkat kondisi masing-masing komponen utamanya serta memperhatikan properties fluida kerja. Perhitungan dengan menggunakan sistem ORC lain dapat dijadikan referensi perhitungan untuk kondisi kondensor dan evaporator lainnya.
2. Pada perancangan evaporator dicelupkan air panas dalam suatu bejana. Pendekatan perhitungan untuk mendapatkan harga koefisien konveksi eksternal yakni sisi air perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai karakteristik dan fenomena yang ada pada evaporator terutama pada jenis evaporator *circular tube-continuous fin*.
3. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk mengetahui kinerja *actual* dari perancangan *heat exchanger* dengan melakukan pengujian pada sistem instalasi Organic Rankine Cycle yang telah didesain.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Capata, Roberto & Zangrillo Erasmo., 2014., *Preliminary Design of Compact Condensor in an Organic Rankine Cycle System for the Low Grade Waste Heat Recovery.*, Energies 2014,7,8008-8035
- [2] Incropera, F.P. & Dewitt, D.P, (1990), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Willey and sons, New York.
- [3] Kays, W.M., & London, A.L., 1984., *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed, Mcgraw-Hill, New York
- [4] Kuppan Thulukkanam (2013), *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd edition, CRC Press, Taylor & Francis Group.
- [5] Kuvannarat Thirapat, Wang, ching Cuin., 2014., *Effect of Fin Thickness on the air side performance of wavy fin-and tube heat exchangers under dehumidifying conditions* , King mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok
- [6] Muppala, Maranatha Raju., 2015., *Development of Single Phase Heat Transfer Correlations for water & R134a in Rectangular Channel with Smooth Wavy Fin.*, Journal of physical science and applications 5 (3) (2015) 199-20
- [7] Muhammad Usman., 2015., *Design and experimental investigation of a 1 kW organic rankine cycle syestem using R245fa as working fluid for low grade Heat Recovery from Steam.*, Energy Conversion and Management 103(2015) 1089-1100
- [8] M.Panjaitan, Frans Aprio., 2010 *Desain Evaporator dan Pemilihan Turbin Uap pada Organic Rankine Cycle dengan Fluida Kerja R-134a.*, Teknik Mesin FTI-ITS., Surabaya

- [9] Prabowo.,I.W Temaja.,Renatho.,2007.,*Studi Numerik Pengaruh Fin Pitch Terhadap Karakteristik Aliran Dan Perpindahan Panas Pada Wavy Fin Dan Tube Heat Exchanger.*, Teknik Mesin FTI-ITS.,Surabaya
- [10] Setiawan, Soni Edi.,2011.,*Perancangan kondensor dan Evaporator untuk organic rankine cycle dengan fluida kerja R-123 Sebagai Pembangkit Listrik.*, Teknik Mesin FTI-ITS.,Surabaya
- [11] Widodo, Sigit Setyo.,2007., *Studi Eksperimental Pengaruh Pitch Fin Dan Bilangan Reynold Udara Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas Wavy Fin Compact Heat Exchanger.*, Teknik Mesin FTI-ITS.,Surabaya

## BIOGRAFI PENULIS



Candra Nurdiansyah lahir di Gresik, 13 Nopember 1992, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Riwayat pendidikan formal yakni telah menempuh pendidikan di TK DEWI Surabaya, SDN Kutisari III/516 Surabaya, SMPN 13 Surabaya, SMK Petra Surabaya jurusan Teknik Otomotif. Pada tahun ke dua penulis magang di Astra Internasional ISUZU Hr.Muhammad Surabaya dan lulus pada tahun 2011. Penulis mengikuti SPMB dan diterima di jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS dan mengambil bidang konversi Energi. Pada tahun ke tiga pertama penulis melaksanakan kerja praktek di PT.Dirgantara Indonesia-Bandung selama 1,5 bulan. Selama 3 tahun perkuliahan penulis juga aktif diberbagai pelatihan yang diadakan di internal Kampus ITS maupun di luar kampus dan menjadi staff HIMA, Staff BEM FTI dan Staff BSO IECC-BEM ITS. Lulus program studi D3 pada tahun 2014 kemudian melanjutkan Lintas Jalur ke S1 Teknik Mesin FTI-ITS dan terdaftar dengan NRP. 2114 105 052. Di jurusan S1 Teknik Mesin mengambil Bidang Studi Konversi energi. Penulis 2 kali periode aktif mengikuti Program Kreatifitas Mahasiswa dan terdani yang diselenggarakan oleh DIKTI yakni tahun 2014 dan 2015 serta terpilih mengikuti Program pelatihan dan pengembangan bisnis yang diselenggarakan oleh RAMP IPB tahun 2014-2015.