



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**BILANGAN REYNOLDS UNTUK ALIRAN EVAPORASI DUA FASA  
PADA KANAL MINI HORIZONTAL DENGAN REFRIGERAN R-290  
DAN R-600A**

**SKRIPSI**

**PRASETIO NUGROHO**

**0906605031**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
DEPOK  
JANUARI 2012**

## HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,  
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk  
telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : Prasetio Nugroho

NPM : 0906605031

Tanda tangan : 

Tanggal : 20 Januari 2012

## HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh

Nama : Prasetio Nugroho  
NPM : 0906605031  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi : Bilangan Reynolds untuk Aliran Evaporasi Dua Fasa  
pada Kanal Mini Horizontal dengan Refrigeran R290  
dan R600a

Telah berhasil dipertahankan dihadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Agus S. Pamitran ST., M.Sc

(  )

Penguji : Ir. Imansyah Ibnu Hakim, M.Eng

(  )

Penguji : Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer

(  )

Penguji : Prof. Dr. Ing. Nandy Setiadi Djaya Putra

(  )

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 20 Januari 2012

## KATA PENGANTAR

Segala puji hanya bagi Allah SWT., atas rahmat dan izin-Nya penulisan skripsi ini dapat diselesaikan. Skripsi yang berjudul **Bilangan Reynold untuk Aliran Evaporasi Dua Fasa pada Kanal Mini Horizontal dengan Refrigeran R290 dan R600a** ini disusun sebagai salah satu syarat kelulusan Sarjana di Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia.

Selama proses pengerjaan ini penulis menghadapi kesulitan terutama dalam memahami konsep dasar dari materi ini dan program komputer yang digunakan untuk simulasi dan perhitungan. Namun, dengan kemauan, usaha, dan bantuan dari berbagai pihak, Alhamdulillah penulisan skripsi ini dapat diselesaikan.

Pada kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Agus S. Pamitran ST., M. Eng., selaku dosen pembimbing satu-satunya yang telah meluangkan waktunya, untuk membimbing, mengarahkan, dan mengoreksi penyusunan skripsi ini.
2. Kedua orang tua saya, atas segala dukungan dan samudera kasih yang menguatkan semangat dan ikhtiar kami selama menjalani pendidikan di Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia.
3. Nico, Fikri, Febri, teman sekelompok yang telah bekerja dan bermanuver bersama penulis dalam menyusun skripsi ini.
4. Ganis Yunita, istri tercinta yang selalu menjadi penyeimbang dalam menata berbagai prioritas penting di akhir tahun.

Besar harapan penulis, skripsi ini dapat bermanfaat bagi kita semua. Semoga Allah SWT. memberi balasan atas bantuan yang telah diberikan oleh semua pihak, amin.

Depok, Januari 2012

Penulis

**PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK  
KEPENTINGAN AKADEMIS**

---

---

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Prasetio Nugroho  
NPM : 0906605031  
Program Studi : Teknik Mesin  
Departemen : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik  
Jenis Karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul:

**BILANGAN REYNOLDS UNTUK ALIRAN EVAPORASI DUA FASA  
PADA KANAL MINI HORIZONTAL DENGAN REFRIGERAN R-290  
DAN R-600A**

beserta perangkat yang ada. Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 20 Januari 2012

Yang menyatakan,



(Prasetio Nugroho)

v

## ABSTRAK

Nama :Prasetio Nugroho  
Program Studi :Teknik Mesin  
Judul :Bilangan Reynolds untuk Aliran Evaporasi Dua Fasa pada Kanal Mini Horizontal dengan Refrigeran R-290 dan R-600a

Penelitian ini membahas tentang Bilangan Reynolds pada dua fasa dari hasil percobaan dengan refrigeran berbeda. Percobaan dilakukan pada kondisi perpindahan panas konveksi didih pada kanal mini horizontal dengan refrigeran R-290 dan R-600a. Test section terbuat dari pipa stainless steel dengan diameter dalam 3 mm, panjang 1000 mm dan dipanaskan secara merata di sepanjang pipa tersebut dengan heat flux divariasikan antara  $5 \text{ kW/m}^2$  sampai dengan  $8 \text{ kW/m}^2$ . Dari penelitian didapat perubahan temperatur yang terjadi pada dinding dalam test section dengan metoda konduksi dan Nilai Reynolds number dibandingkan dengan kualitas Massa Uap. Fluktuasi Nilai Reynolds number menggambarkan kondisi aliran tiap fasa didalam test section. Dari hasil perbandingan dua Reynolds number untuk masing-masing refrigeran, Isobutana memiliki nilai Reynolds number lebih rendah dibandingkan dengan Propana pada kondisi *mass flux* dan *heat flux* yang relatif sama. Nilai Reynolds number ini selanjutnya akan digunakan untuk menentukan Chisolm Number dalam menghitung *friction multiplier*.

Kata kunci:  
Aliran dua fasa, Bilangan Reynolds, R-290, R-600a, kanal mini,

## ABSTRACT

Name : Prasetio Nugroho  
Study Program : Mechanical Engineering  
Title : Reynolds Number for Two-Phase Flow Boiling in Horizontal Minichannel with R-290 and R-600a

This study discusses the Reynolds Number of two phase flow in Horizontal Mini Channel. Experiments were performed on the convective boiling in Horizontal minichannel with R-290 and R600a. The test section was made of stainless steel tube with inner diameter of 3 mm, length of 1000 mm and it is uniformly heated along the tube with heat flux was varied from  $5 \text{ kW/m}^2$  up to  $8 \text{ kW/m}^2$ . From the experiments, taken data was results the temperature of test section inner diameter and Reynolds Number of liquid phase and gas phase. The Reynolds Number represent flow of the two phases in test section. Comparison of Reynolds Number from the two refrigerant shows that Isobutana have better value than Propana since its Reynolds Numbers is lower than Propana in similar mass flux and heat flux condition. Based on the Reynolds Number, Chisolm Number will concluded to determine two phase friction multiplayer

Keywords:

Two phase flow, Reynolds Number, R-290, R-600a, minichannel,

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS .....	ii
HALAMAN PENGESAHAN .....	iii
KATA PENGANTAR .....	iv
HALAMAN PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH.....	v
ABSTRAK .....	vi
ABSTRACT .....	vii
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	x
DAFTAR TABEL .....	xii
DAFTAR SIMBOL .....	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian .....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Sistematika Penulisan .....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1 Perpindahan Kalor.....	4
2.1.1 Konduksi.....	4
2.1.2 Konveksi.....	6
2.2. Perpindahan Kalor Didih ( <i>Boiling Heat Transfer</i> ).....	7
2.2.1 <i>Pool Boiling</i> .....	9
2.2.1.1 <i>Natural Convection boiling</i> .....	11
2.2.1.2 <i>Nucleat Bioling</i> .....	12
2.2.1.3 <i>Transition Boiling</i> .....	14
2.2.1.4 <i>Film Boiling</i> .....	15
2.2.2 <i>Flow Boiling</i> .....	15
2.2.2.1 <i>External Flow Boiling</i> .....	16
2.2.2.2 <i>Internal Flow Boiling</i> .....	16
2.3 Aliran Dua Fasa .....	17
2.3.1 Bilangan Tak Berdimensi .....	21
2.3.2 Notasi .....	22
2.4 Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi Aliran Dua Fasa .....	26
2.4.1 Pendidihan Nukleasi .....	26
2.4.1.1 Korelasi Forster-Zuber.....	26
2.4.1.2 Korelasi Cooper.....	26
2.4.2 Konveksi Paksa .....	26
2.4.2.1 Aliran Laminar ( $Re < 2300$ ).....	27
2.4.2.2 Aliran Turbulen ( $2300 < Re < 10^4$ ).....	27
2.4.2.3 Aliran Turbulen ( $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ ).....	28
2.4.2.4 Aliran Turbulen ( $Re > 5 \times 10^6$ ).....	28



2.4.2.5 Aliran Transisi ( $2300 \leq Re_f < 3000$ ).....	29
2.4.3 Korelasi Koefisien Perpindahan Kalor Aliran Dua Fasa .....	29
2.4.3.1 Korelasi Chen .....	29
2.4.3.2 Korelasi Gungor-Winterton .....	34
2.4.3.3 Korelasi Zhang .....	35
<b>BAB 3 PERANGKAT DAN ASPEK PENGUJIAN.....</b>	<b>36</b>
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	36
3.2 Skematik Alat Uji.....	37
3.3 Komponen Alat Uji .....	37
3.3.1 <i>Condensing Unit</i> .....	37
3.3.1.1 Condensing Unit 1 Pk.....	38
3.3.1.2 Condensing Unit 3 Pk.....	38
3.3.2 <i>Test Section</i> .....	39
3.3.3 <i>Pressure Gauge</i> .....	39
3.3.4 <i>Pressure Transmitter</i> .....	40
3.3.5 Pipa Tembaga .....	40
3.3.6 <i>Receiver Tank</i> .....	41
3.3.7 <i>Check Valve</i> .....	41
3.3.8 <i>Variable Transfirmer</i> .....	41
3.3.9 <i>Sight Glass</i> .....	42
3.3.10 Termokopel .....	42
3.3.11 Timbangan Digital.....	43
3.3.12 Sabuk Pemanas .....	43
3.3.13 Modul Termokopel.....	44
3.3.14 Needle Valve .....	45
3.4 Prinsip Kerja Alat Uji.....	45
3.5 Kondisi Pengujian .....	47
<b>BAB 4 HASIL DAN ANALISA.....</b>	<b>48</b>
4.1 Data Pengujian .....	48
4.2 Perhitungan Temperatur Dalam Pipa dan Bilangan Reynolds hasil pengukuran dan Analisa Perhitungan .....	53
4.2.1 Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R-290.....	54
4.2.2 Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R-600a .....	63
<b>BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>75</b>
5.1. Kesimpulan .....	75
5.2. Saran.....	76
<b>DAFTAR REFERENSI .....</b>	<b>69</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>71</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Perpindahan Kalor Konduksi Pada Bidang Datar .....	4
Gambar 2.2.	Perpindahan Kalor Konduksi Pada Silinder Berrongga.....	5
Gambar 2.3.	Perpindahan Kalor Konveksi Paksa Dan Konveksi Alami .....	6
Gambar 2.4.	Profil Perpindahan Kalor Konveksi Dari Blok Panas Ke Udara .....	7
Gambar 2.5.	Proses Evaporasi Dan Pendidihan .....	8
Gambar 2.6.	(a) <i>Pool boiling</i> , (b) <i>flow boiling</i> .....	8
Gambar 2.7.	(a) <i>Subcooled Boiling</i> , (b) <i>Saturated Boiling</i> .....	9
Gambar 2.8.	Percobaan Nukiyama .....	9
Gambar 2.9.	Kurva <i>Pool Boiling</i> .....	11
Gambar 2.10.	Rezim <i>Natural Convection Boiling</i> .....	11
Gambar 2.11.	Rezim <i>Nucleat Boiling</i> .....	12
Gambar 2.12.	Pembentukan Gelembung Pertama Pada Titik ONB .....	12
Gambar 2.13.	<i>Nucleat Boiling</i> Dengan Flux Kalor Rendah.....	13
Gambar 2.14.	<i>Nucleat Boiling</i> Dengan Flux Kalor Tinggi .....	13
Gambar 2.15.	<i>Nucleat Boiling</i> Dengan Flux Kalor Maksimum .....	14
Gambar 2.16.	Rezim <i>Transition Boiling</i> .....	15
Gambar 2.17.	Rezim <i>Film Boiling</i> .....	15
Gambar 2.18.	Pengaruh Kecepatan Terhadap Flux Kalor .....	16
Gambar 2.19.	Pola Aliran Dua Fasa Pada Pipa Horizontal.....	18
Gambar 2.20.	Peta Pola Aliran Dua Fasa Pada Pipa Horizontal .....	20
Gambar 2.21.	Fraksi Gas Dan Cair Pada Aliran Dua Fasa .....	22
Gambar 2.22.	P-h Diagram .....	23
Gambar 2.23.	Panjang <i>Subcooled</i> .....	25
Gambar 2.24.	Grafik Faktor Pengali (F) .....	31
Gambar 2.25.	Grafik Faktor Penekanan (S).....	34
Gambar 3.1.	Diagram Alir Penelitian .....	36
Gambar 3.2.	Skematik Alat Uji .....	37
Gambar 3.3.	<i>Condensing Unit 1 Pk</i> .....	38
Gambar 3.4.	<i>Condensing Unit 3 Pk</i> .....	38
Gambar 3.5.	<i>Test Section</i> .....	39
Gambar 3.6.	<i>Pressure Gauge</i> .....	39
Gambar 3.7.	<i>Pressure Transmitter</i> .....	40
Gambar 3.8.	Pipa Tembaga .....	40
Gambar 3.9.	<i>Receiver Tank</i> .....	41
Gambar 3.10.	<i>Check Valve</i> .....	41
Gambar 3.11.	<i>Variable Transformer</i> .....	42
Gambar 3.12.	<i>Sight Glass</i> .....	42
Gambar 3.13.	Pemasangan Termokopel Pada <i>Test Section</i> .....	43
Gambar 3.14.	Timbangan <i>Digital</i> .....	43
Gambar 3.15.	Sabuk Pemanas .....	44
Gambar 3.16.	Modul Termokopel .....	44
Gambar 3.17.	<i>Needle Valve</i> .....	45
Gambar 3.18.	Pemberian Flux Kalor Pada <i>Test Section</i> .....	47

Gambar 4.1. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa dan kualitas massa uap R290 pada kondisi 1 .....	55
Gambar 4.2. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dan kualitas massa uap pada R290 kondisi 1 .....	56
Gambar 4.3. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa dan kualitas massa uap R290 pada kondisi 2.....	57
Gambar 4.4. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dan kualitas massa uap R290 pada Kondisi 2 .....	58
Gambar 4.5. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa dan kualitas massa uap R290 pada Kondisi 3 .....	59
Gambar 4.6. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dan kualitas massa uap R290 pada Kondisi 3 .....	60
Gambar 4.7. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa dan kualitas massa uap R290 pada Kondisi 4 .....	61
Gambar 4.8. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dan kualitas massa uap R290 pada Kondisi 4 .....	62
Gambar 4.9. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa dan kualitas massa uap R600A pada kondisi 1 .....	63
Gambar 4.10. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dan kualitas massa uap pada R600A kondisi 1.....	64
Gambar 4.11. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa dan kualitas massa uap R600A pada kondisi 2 .....	65
Gambar 4.12. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dan kualitas massa uap R600A pada Kondisi 2.....	66
Gambar 4.13. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa dan kualitas massa uap R600A pada Kondisi 3 .....	67
Gambar 4.14. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dan kualitas massa uap R600A pada Kondisi 3.....	68
Gambar 4.15. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa R290 pada 4 kondisi dititik Atas.....	69
Gambar 4.16. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa R290 pada 4 kondisi dititik Samping .....	69
Gambar 4.17. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa R290 pada 4 kondisi dititik Bawah .....	70
Gambar 4.15. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa R600A pada 3 kondisi dititik Atas.....	71
Gambar 4.16. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa R600A pada 3 kondisi dititik Samping .....	71
Gambar 4.17. Grafik Perbandingan temperatur dalam pipa R600A pada 3 kondisi dititik Bawah .....	72
Gambar 4.8. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds R290 pada 4 Kondisi pengujian .....	73
Gambar 4.8. Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds R600a pada 3 Kondisi pengujian .....	74

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	Parameter Chisolm Pada Beberapa Kondisi Aliran Fasa Cair Dan Gas.....	32
Tabel 2.2.	Parameter Chisolm Pada Beberapa Kombinasi Aliran Lainnya	33
Tabel 4.1	Data Hasil Pengujian R290 kondisi 1.....	48
Tabel 4.2	Data Hasil Pengujian R290 Kondisi 2.....	49
Tabel 4.3	Data Hasil Pengujian R290 Kondisi 3.....	49
Tabel 4.4	Data Hasil Pengujian R290 Kondisi 4.....	50
Tabel 4.5	Data Hasil Pengujian R600A Kondisi 1.....	50
Tabel 4.6	Data Hasil Pengujian R600A Kondisi 2.....	51
Tabel 4.7	Data Hasil Pengujian R600A Kondisi 3.....	51
Tabel 4.8	Entalpi dan Temperatur dalam pipa R290 kondisi 1.....	54
Tabel 4.9	Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R290 kondisi 1...	55
Tabel 4.10	Entalpi dan Temperatur dalam pipa R290 kondisi 2.....	56
Tabel 4.11	Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R290 kondisi 2...	57
Tabel 4.12	Entalpi dan Temperatur dalam pipa R290 kondisi 3.....	58
Tabel 4.13	Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R290 kondisi 3...	59
Tabel 4.14	Entalpi dan Temperatur dalam pipa R290 kondisi 4.....	60
Tabel 4.15	Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R290 kondisi 4...	61
Tabel 4.16	Entalpi dan Temperatur dalam pipa R600A kondisi 1.....	62
Tabel 4.17	Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R600A kondisi 1...	63
Tabel 4.18	Entalpi dan Temperatur dalam pipa R600A kondisi 2.....	64
Tabel 4.19	Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R600A kondisi 2...	65
Tabel 4.20	Entalpi dan Temperatur dalam pipa R600A kondisi 3.....	66
Tabel 4.21	Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds R600A kondisi 3...	67

# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Seiring berkembangnya isu pemanasan global sebagai dampak pemakaian refrigeran yang kurang ramah lingkungan, maka diperlukan usaha untuk menciptakan refrigeran yang lebih ramah lingkungan. Pemanasan global (*Global Warming*) adalah terjadinya proses peningkatan suhu rata-rata atmosfer, laut, dan daratan bumi. *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC) menyimpulkan bahwa "sebagian besar peningkatan suhu rata-rata global sejak pertengahan abad ke-20 kemungkinan besar disebabkan oleh meningkatnya konsentrasi gas-gas rumah kaca akibat aktivitas manusia". Peningkatan suhu bumi yang terjadi akan berpengaruh terhadap peningkatan jumlah penggunaan sistem pendinginan.

Salah satu komponen penting dalam proses pendinginan adalah penggunaan refrigeran sebagai fluida kerjanya. Sampai saat ini refrigeran R-22 (Chlorodifluoromethane) banyak digunakan dalam sistem refrigerasi dikarenakan R-22 memiliki karakteristik fisika dan termal yang baik sebagai refrigeran, stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan kompatibel terhadap sebagian besar bahan komponen dalam sistem refrigerasi. Akan tetapi penggunaan refrigeran R-22 ini sudah mulai dikurangi karena ternyata R-22 termasuk *Ozone Depleting Substance* (ODS), yaitu zat yang dapat menyebabkan kerusakan ozon. Dimana ikatan C-Cl pada R-22 akan terputus menghasilkan radikal-radikal bebas klorin, dan radikal-radikal bebas klorin tersebut akan mengikis lapisan ozon secara terus menerus. Oleh karena itu, saat ini banyak penelitian mengenai refrigeran yang dilakukan untuk mencari refrigeran alternatif yang lebih ramah lingkungan.

Penelitian aliran dua fasa untuk beberapa refrigeran pada pipa ukuran mini bertujuan untuk mengetahui karakteristik dari refrigerant khususnya pada pipa berukuran mini. Penelitian tersebut dilakukan untuk mencari refrigeran alternatif ramah lingkungan juga menjadi dasar dalam merancang alat-alat refrigerasi yang lebih kompak, karena dalam proses pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi, penelitian tidak terbatas pada upaya untuk menemukan teknologi baru,

tetapi termasuk juga upaya untuk merekayasa teknologi yang telah ada dengan tujuan agar lebih efektif, efisien dan memiliki ukuran yang lebih kompak.

### **1.2 Perumusan Masalah**

Koefisien perpindahan kalor untuk aliran dua fasa pada pipa berukuran mini tidak dapat langsung di prediksi dengan menggunakan prosedur untuk pipa konvensional, juga data yang tersedia untuk koefisien perpindahan kalor pada pipa berukuran mini sangat terbatas, maka dilakukan pengujian langsung untuk memperoleh data yang lebih akurat.

Penelitian ini dilakukan untuk memperoleh data percobaan untuk refrigeran R-290 dan R-600a dan menghitung koefisien perpindahan kalor dengan beberapa kondisi pengujian pada pipa berukuran mini. Perhitungan juga dilakukan dengan menggunakan prediksi dari beberapa korelasi perpindahan kalor yang terdapat pada literatur untuk mengetahui korelasi mana yang memiliki penyimpangan yang paling kecil terhadap koefisien perpindahan kalor hasil penelitian.

### **1.3 Tujuan Penelitian**

Adapun penelitian tentang aliran dua fasa pada pipa berukuran mini ini dilakukan dengan tujuan sebagai berikut :

1. Mengetahui karakteristik dan besarnya nilai Bilangan Reynolds refrigeran R-290 dan R-600a pada kanal berukuran mini sehingga dapat digunakan sebagai data untuk menentukan parameter Chisolm.
2. Mengetahui besarnya koefisien perpindahan kalor refrigeran R-290 dan R-600a pada kanal mini sehingga dapat menentukan refrigeran yang lebih ramah lingkungan.

### **1.4 Batasan Masalah**

Karena luasnya ruang lingkup dalam penelitian ini maka penulis membatasi masalah yang dibahas, yaitu:

1. *Test section* menggunakan pipa horizontal berukuran mini yang berdiameter dalam sebesar 3 mm , diameter luar 5 mm, dan panjang 1 m

dengan material *stainless steel* 316 dengan konduktivitas kalor bahan 13.4 W/m.K.

2. Refrigeran yang digunakan adalah R-290 dan R-600a.
3. Heat Flux divariasikan antara 1-8 kw/m<sup>2</sup>.
4. Korelasi yang digunakan adalah korelasi Chen (1963), Gungor-Winterton (1986) dan Zhang et al (2004).

## 2.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan skripsi ini terdiri dari:

### **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bab ini menjelaskan tentang latar belakang dari penelitian, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan.

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini berisi tinjauan pustakan yang menguraikan teori-teori yang menjadi pendukung dalam penelitian ini, seperti : perpindahan kalor, aliran dua fasa, perpindahan kalor pada pendidihan dan teori lainnya yang diperlukan.

### **BAB III METODE PENGUJIAN**

Pada bab ini menguraikan tentang metode pengujian yaitu alat yang digunakan dalam pengujian, prosedur yang dilakukan dalam pengambilan data.

### **BAB IV HASIL DAN ANALISA**

Pada bab ini berisi tentang data-data hasil pengujian, perhitungan data dan analisa hasil perhitungan.

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

Pada bab ini berisi kesimpulan penelitian secara keseluruhan dari analisa data pengujian dan hasil pembahasan yang telah dilakukan juga saran untuk penelitian lebih lanjut.

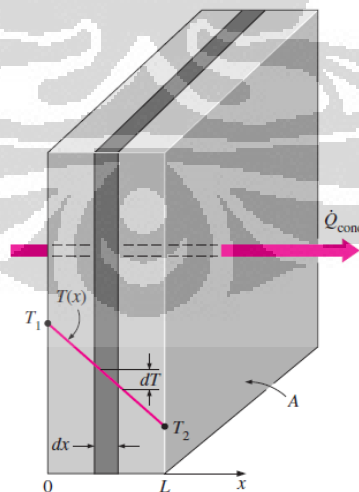
## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor (*heat transfer*) adalah perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur, dimana energi yang dipindah tersebut dinamakan kalor (*heat*). Kalor biasanya berpindah dari material yang memiliki temperatur tinggi ke material yang memiliki temperatur rendah. Terdapat tiga jenis proses dari perpindahan kalor yang terjadi yaitu konduksi, konveksi dan radiasi.

#### 2.1.1 Konduksi

Konduksi adalah perpindahan kalor yang terjadi karena adanya interaksi antara partikel pada suatu benda yang disebabkan oleh adanya perbedaan temperatur. Apabila satu bagian pada suatu benda menerima kalor, maka partikel pada bagian tersebut akan bergetar. Semakin besar kalor yang diberikan maka akan semakin besar pula getaran partikel yang terjadi, sehingga akan memicu getaran pada partikel-partikel disekitarnya dan mengakibatkan terjadinya kenaikan temperatur pada bagian tersebut.



Gambar 2.1. Perpindahan Kalor Konduksi Pada Bidang Datar

(Yunus A. Cengel, 2003)

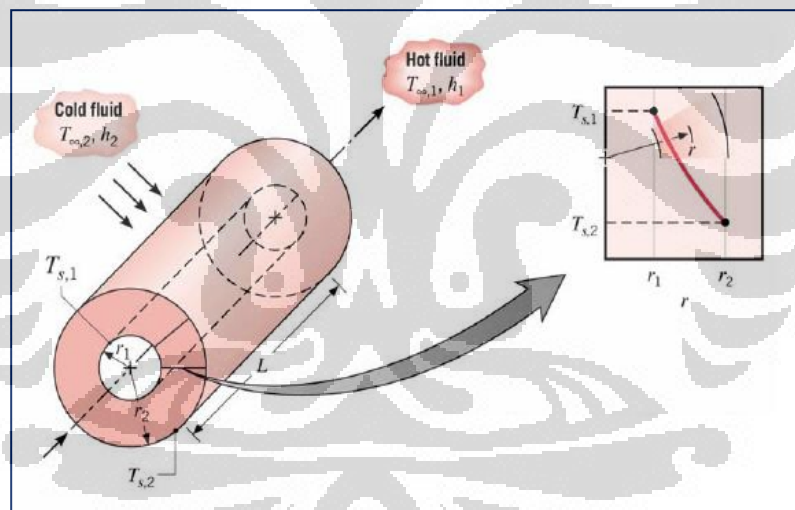


Gambar 2.1. menunjukkan proses perpindahan kalor konduksi pada bidang datar dimana laju perpindahan kalor konduksi dipengaruhi oleh jenis, luas penampang (bagian penampang yang tegak lurus terhadap arah aliran kalor), ketebalan dan perbedaan temperatur suatu material. Untuk menghitung besarnya nilai laju perpindahan kalor konduksi pada bidang datar, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang dikenal dengan hukum Fourier, yaitu:

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{L} \quad (2.1)$$

Pada persamaan (2.1), nilai negatif menunjukkan bahwa terjadi penurunan temperatur pada material dalam arah x.

Untuk benda-benda yang berbentuk silinder berrongga umumnya perpindahan kalor terjadi pada arah radial, karena pada arah itulah terdapat perbedaan temperatur, seperti yang diilustrasikan pada gambar berikut:



Gambar 2.2. Perpindahan Kalor Konduksi Pada Silinder Berrongga

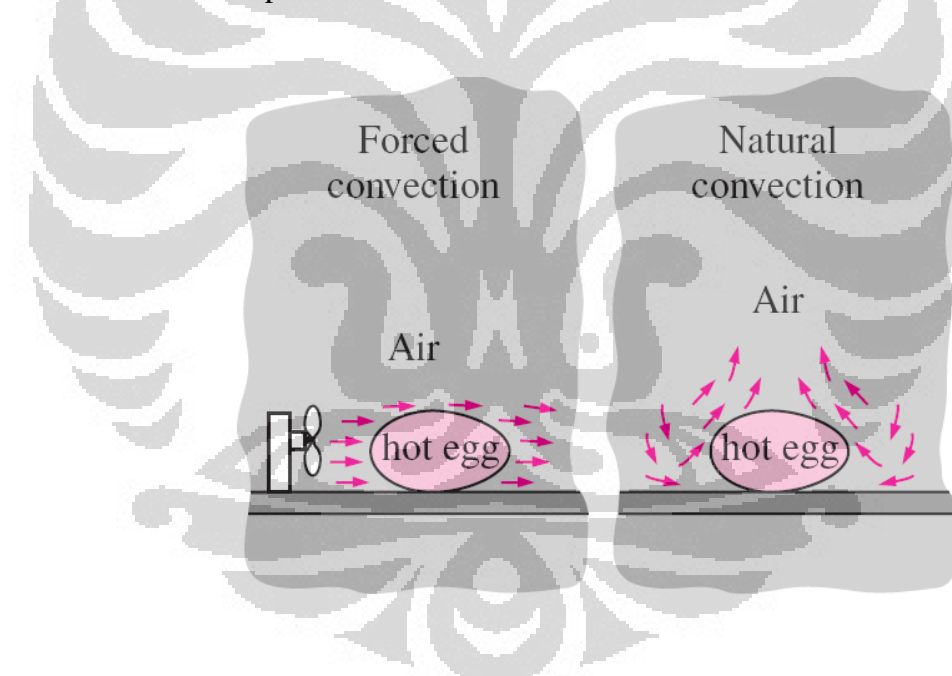
(Incropera & DeWitt, 2007)

Untuk menghitung besarnya nilai laju perpindahan kalor konduksi pada silinder berrongga, kita dapat menggunakan persamaan:

$$Q = \frac{2\pi Lk (T_{s1} - T_{s2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (2.2)$$

### 2.1.2 Konveksi

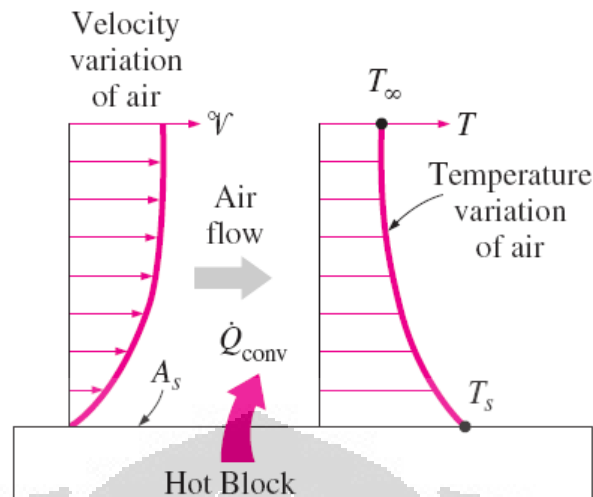
Konveksi ialah perpindahan kalor yang terjadi antara permukaan zat padat yang berbatasan dengan fluida yang bergerak. Konveksi terjadi karena adanya perbedaan massa jenis akibat adanya perbedaan temperatur pada fluida. Fluida yang memiliki temperatur tinggi memiliki massa jenis yang lebih kecil daripada fluida yang memiliki temperatur lebih rendah, sehingga fluida dengan temperatur tinggi akan naik dan fluida yang memiliki temperatur lebih rendah akan turun mengisi ruang yang ditinggalkan oleh fluida dengan temperatur tinggi tadi. Proses terjadinya perpindahan kalor konveksi tersebut disebut sebagai konveksi alami (*natural convection*) sedangkan tetapi jika fluida dipaksa mengalir pada suatu permukaan panas oleh suatu alat, maka konveksi tersebut disebut sebagai konveksi paksa (*forced convection*). Berikut ini merupakan ilustrasi dari konveksi alami dan konveksi paksa:



Gambar 2.3. Perpindahan Kalor Konveksi Paksa Dan Konveksi Alami

(Yunus A. Cengel, 2003)

Perpindahan kalor yang terjadi secara konveksi merupakan kombinasi dari konduksi dan kecepatan aliran fluida. Semakin besar kecepatan fluida maka semakin besar pula perpindahan kalor konveksi yang terjadi, seperti yang di ilustrasikan pada gambar 2.4.



Gambar 2.4. Profil Perpindahan Kalor Konveksi Dari Blok Panas Ke Udara  
(Yunus A. Cengel, 2003)

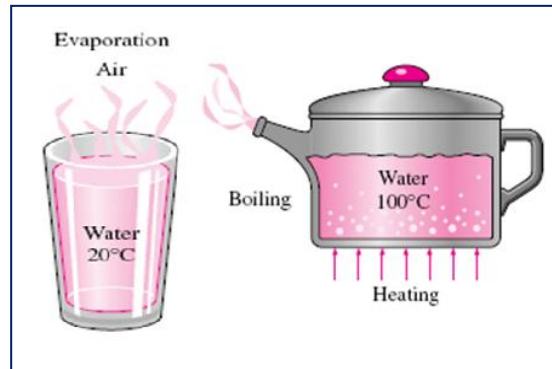
Kalor pertama kali dipindahkan dari blok panas ke lapisan udara secara konduksi, selanjutnya kalor dibawa oleh udara menjauhi permukaan blok panas secara konveksi. Besarnya laju perpindahan kalor konveksi yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$Q = hA(T_w - T_\infty) \quad (2.3)$$

Koefisien perpindahan kalor konveksi bukanlah karakteristik fluida, akan tetapi merupakan parameter yang ditentukan dengan percobaan yang besar nilainya tergantung dari faktor yang mempengaruhi proses konveksi seperti geometri permukaan, aliran/gerakan fluida, karakteristik dari fluida, dan perbedaan temperatur.

## 2.2 Perpindahan Kalor Didih (*Boiling Heat Transfer*)

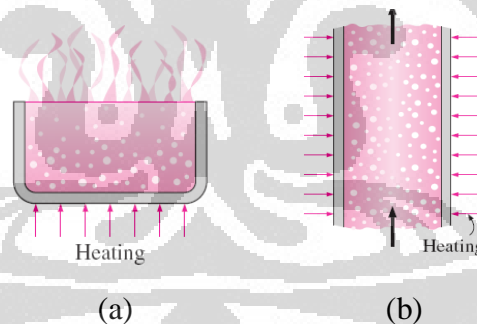
Pendidihan merupakan proses perubahan fasa dari cair ke gas karena temperatur cairnya melebihi temperatur saturasinya pada tekanan tertentu. Lain halnya dengan proses evaporasi, terjadinya perubahan fasa dari cair ke gas dikarenakan tekanan uapnya berada di bawah tekanan saturasi cairnya pada temperatur tertentu. Fenomena evaporasi dan pendidihan diilustrasikan pada gambar berikut:



Gambar 2.5. Proses Evaporasi Dan Pendidihan

(Yunus A. Cengel, 2003)

Pendidihan dapat diklasifikasikan menjadi dua yaitu *pool boiling* dan *flow boiling*. Pendidihan dikatakan sebagai *pool boiling* jika selama proses pendidihan kondisi fluida cairnya tidak mengalir/diam, sedangkan pendidihan dikatakan *flow boiling* jika selama proses pendidihan kondisi fluida cairnya mengalir, seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.6.

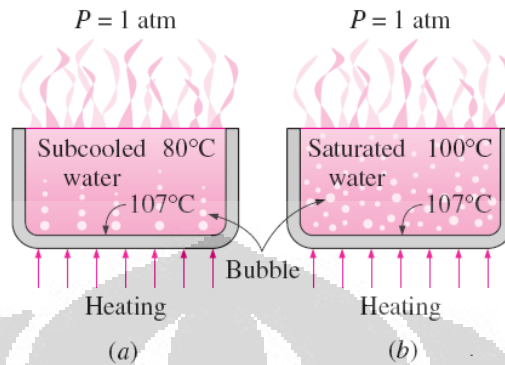


Gambar 2.6. (a) *Pool Boiling*, (b) *Flow Boiling*

(Yunus A. Cengel, 2003)

Pendidihan juga dapat diklasifikasikan lagi menjadi *subcooled boiling* dan *saturated boiling*. *Subcooled boiling* adalah pendidihan yang terjadi ketika bulk temperatur dari fluida cairnya masih berada di bawah temperatur saturasinya sedangkan pendidihan dikatakan *saturated boiling* jika bulk temperatur dari

fluida cairnya berada pada temperatur saturasinya. Fenomena tersebut diilustrasikan oleh gambar berikut:



Gambar 2.7. (a) *Subcooled Boiling*, (b) *Saturated Boiling*  
(Yunus A. Cengel, 2003)

### 2.2.1. Pool Boiling

Pada kondisi *pool boiling* pergerakan fluida disebabkan oleh konveksi alami dan pergerakan gelembung dipengaruhi oleh gaya apung. Fenomena paling mudah ditemukan yang dapat menggambarkan Kondisi *pool boiling* yaitu ketika kita memanaskan air pada wajan di atas kompor.

Pada tahun 1934, Nukiyama (1896-1983) melakukan suatu percobaan yaitu, memberikan kawat nichrome yang dipasang horizontal dan dialiri arus listrik yang berfungsi sebagai pemanas pada suatu wadah berisi air pada tekanan atmosfer. Dengan mengetahui tahanan dari kawat nichrome tersebut Nukiyama dapat mengontrol flux kalor dan temperatur dengan mengatur arus dan tegangan listrik, seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.8.



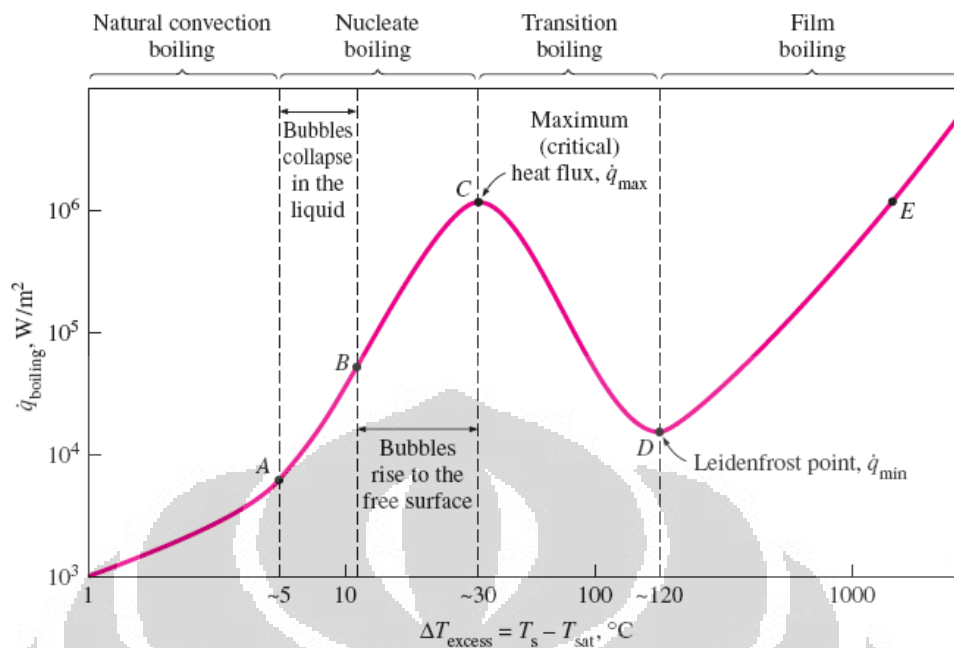
Gambar 2.8. Percobaan Nukiyama

Nukiyama mengamati bahwa ketika ia menaikkan input daya pada kawat, flux kalor meningkat tajam, tetapi suhu kawat meningkat relatif kecil dan air belum mulai mendidih sampai  $\Delta T_w \approx 5^\circ \text{C}$ . Kemudian tiba-tiba pada titik tertentu, sedikit diatas  $q''_{max}$  suhu kawat melonjak ke titik leleh dan putus (*burnout*).

Nukiyama kemudian kembali mencoba dengan menggunakan kawat platinum yang memiliki titik leleh yang lebih tinggi. Dan kali ini dia dapat mempertahankan flux kalor diatas flux kalor maksimum tanpa terjadinya putus (*burnout*), walaupun kawat platinum tersebut menjadi hampir putih-panas. Ketika ia membalikkan percobaan tersebut, dengan menurunkan input daya ke kabel platinum, sehingga terjadi penurunan flux kalor dan temperatur secara kontinyu, hingga nilai flux kalor jauh di bawah nilai dimana terjadi lonjakan temperatur pertama terjadi. Dan pada saat flux kalor berada dibawah flux kalor minimum, lapisan film uap jatuh, lapisan isolasi gelembung terbentuk. Kemudian temperatur drop dengan tiba-tiba hingga ke posisi awal.

Nukiyama menyadari bahwa bentuk dari pendidihan yang terjadi berbeda-beda, tergantung pada besarnya nilai *excess temperature* ( $\Delta T_e$ ) dimana  $\Delta T_e$  adalah Temperatur permukaan solid yang dipanaskan ( $T_s$ ) dikurangi dengan Temperatur saturasi cair ( $T_{sat}$ ).

Nukiyama membagi proses *pool boiling* kedalam 4 rezim, yaitu *natural convection boiling*, *nucleat boiling*, *transition boiling* dan *film boiling* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9.

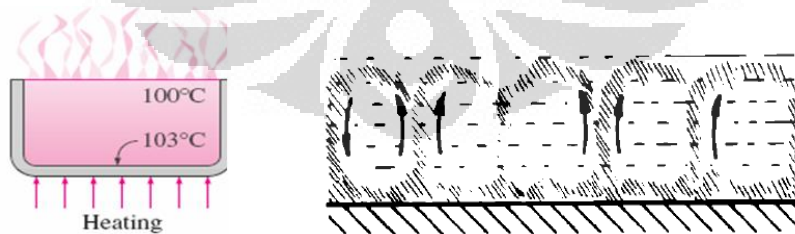


Gambar 2.9. Kurva *Pool Boiling*

(Yunus A. Cengel, 2003)

### 2.2.1.1 *Natural Convection boiling* (Antara Titik Awal dan Titik A)

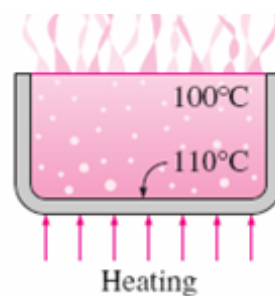
Pada kondisi ini temperatur permukaan berada sedikit di atas dari temperatur saturasi cairnya. Pergerakan fluida dipengaruhi oleh proses konveksi alami dan perpindahan kalor yang terjadi adalah secara konveksi dari permukaan yang dipanaskan ke fluida cair yang bergerak naik turun seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.10.



Gambar 2.10. Rezim *Natural Convection Boiling*

(Yunus A. Cengel, 2003, Collier & Thome, 1994)

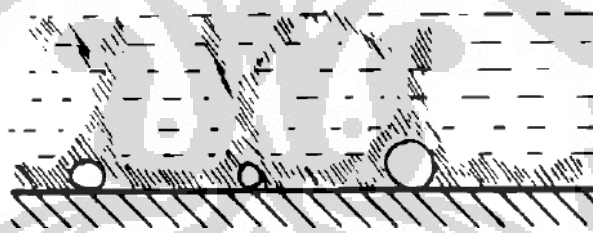
### 2.2.1.2 Nucleat Boiling (Antara Titik A dan C)



Gambar 2.11. Rezim *Nucleat Boiling*

(Yunus A. Cengel, 2003)

Gambar 2.11. diatas menunjukkan kondisi pada saat Rezim *Nucleat Boiling* terbentuk. Pada titik *onset of Nucleat boiling* (ONB) yaitu pada titik A di kurva, gelembung pertama kali mulai terbentuk pada tempat-tempat tertentu pada permukaan yang dipanaskan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12



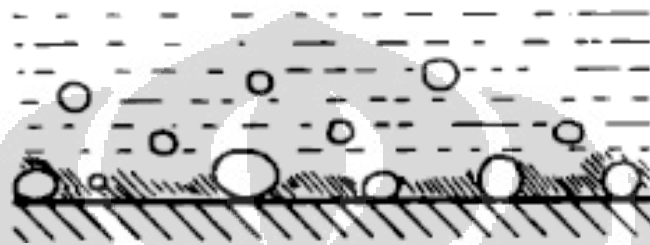
Gambar 2.12. Pembentukan Gelembung Pertama Pada Titik *ONB*

(Collier & Thome, 1994)

Rezim *nucleat boiling* dapat dibagi menjadi dua bagian, yaitu daerah A–B merupakan *nucleat boiling* dengan flux kalor rendah seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.13. dimana pada daerah ini terbentuk gelembung yang disebut dengan *isolated bubble* di berbagai daerah inti (*nucleation*) tertentu pada permukaan yang dipanaskan. Gelembung ini bergerak tidak sampai ke permukaan karena setelah terpisah dari permukaan yang dipanaskan, gelembung tersebut



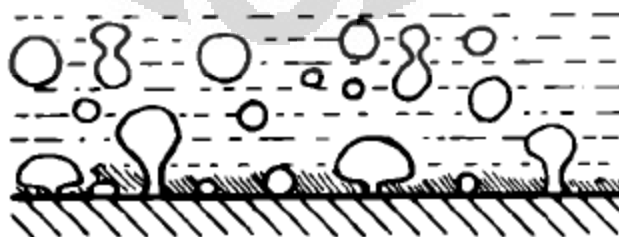
terkondensasikan oleh cair yang berada di atasnya karena temperatur cair di atas gelembung tersebut lebih rendah daripada temperatur gelembung. Ruang kosong yang ditinggalkan oleh gelembung yang bergerak naik akan diisi oleh cair yang berada di atasnya dan proses ini akan terus berulang. Pada daerah ini sebagian besar pertukaran kalor terjadi secara konveksi langsung yaitu dari permukaan yang dipanaskan ke cair yang bergerak disekitar permukaan tersebut.



Gambar 2.13. *Nucleat Boiling* Dengan Flux Kalor Rendah

(Collier & Thome, 1994)

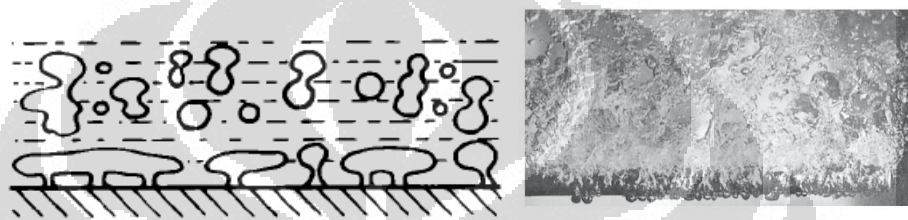
Daerah B–C merupakan *nucleat boiling* dengan flux kalor tinggi, dimana temperatur permukaan yang dipanaskan akan mengalami kenaikan lebih lanjut dan gelembung terbentuk dengan laju yang besar pada banyak daerah inti (*nucleation*) dan membentuk kolom uap yang kontinyu pada cair. Gelembung-gelembung tersebut akan bergerak naik menuju permukaan kemudian pecah dan mengeluarkan uap yang ada didalamnya, seperti yang di diilustrasikan pada gambar berikut:



Gambar 2.14. *Nucleat Boiling* Dengan Flux Kalor Tinggi

(Collier & Thome, 1994)

Pada nilai  $\Delta T_e$  yang besar, laju evaporasi yang terjadi pada permukaan yang dipanaskan menjadi tinggi sehingga sebagian besar permukaan yang dipanaskan akan diselubungi oleh gelembung seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.15. dan hal tersebut akan membuat cair sulit untuk mencapai dan membasahi permukaan yang dipanaskan. Akibatnya flux kalor akan mengalami kenaikan dengan laju yang rendah yang diikuti dengan kenaikan  $\Delta T_e$  dan akhirnya flux kalor akan mencapai nilai maximum atau biasa disebut flux kalor kritikal pada titik C.

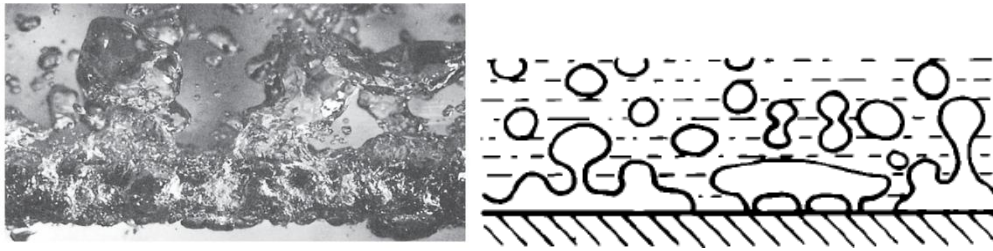


Gambar 2.15. *Nucleat Boiling* Dengan Flux Kalor Maksimum

(Yunus A. Cengel, 2003, Collier & Thome, 1994)

### 2.2.1.3 *Transition Boiling* (Antara Titik C dan D)

Kondisi ini biasa disebut juga dengan *film boiling* yang tidak stabil atau *partial film boiling*. Ketika  $\Delta T_e$  dinaikan melebihi titik C, maka heat flux akan mengalami penurunan karena sebagian besar fraksi permukaan heater diselubungi oleh lapisan gelembung (*vapour film*) seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.16 dimana lapisan gelembung tersebut berperan sebagai insulasi dengan konduktivitas kalor yang lebih rendah daripada cair. Pada kondisi ini, baik *nucleat boiling* maupun *film boiling* terjadi secara parsial atau sebagian, dimana selanjutnya nucleat boiling pada titik C akan berubah seluruhnya menjadi film boiling pada titik D.

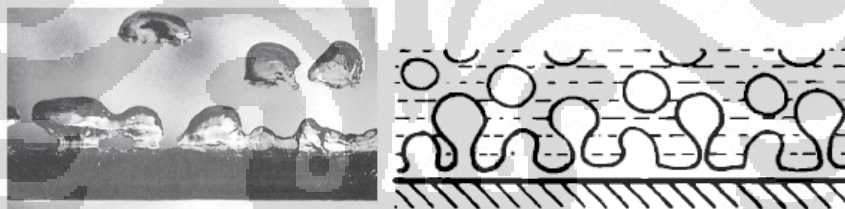


Gambar 2.16. Rezim *Transition Boiling*

(Yunus A. Cengel, 2003, Collier & Thome, 1994)

#### 2.2.1.4 *Film Boiling* (Melewati titik D pada kurva)

Pada kondisi ini permukaan heater seluruhnya telah diselubungi oleh film vapor yang stabil dan kontinyu seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.17. sehingga pada titik D ini tercapai nilai minimum flux kalor (Leidenfrost). Pada rezim ini perpindahan kalor yang terjadi dari permukaan yang dipanaskan ke cair yaitu secara konduksi dan radiasi melalui lapisan gelembung uap (*film vapour*).



Gambar 2.17. Rezim *Film Boiling*

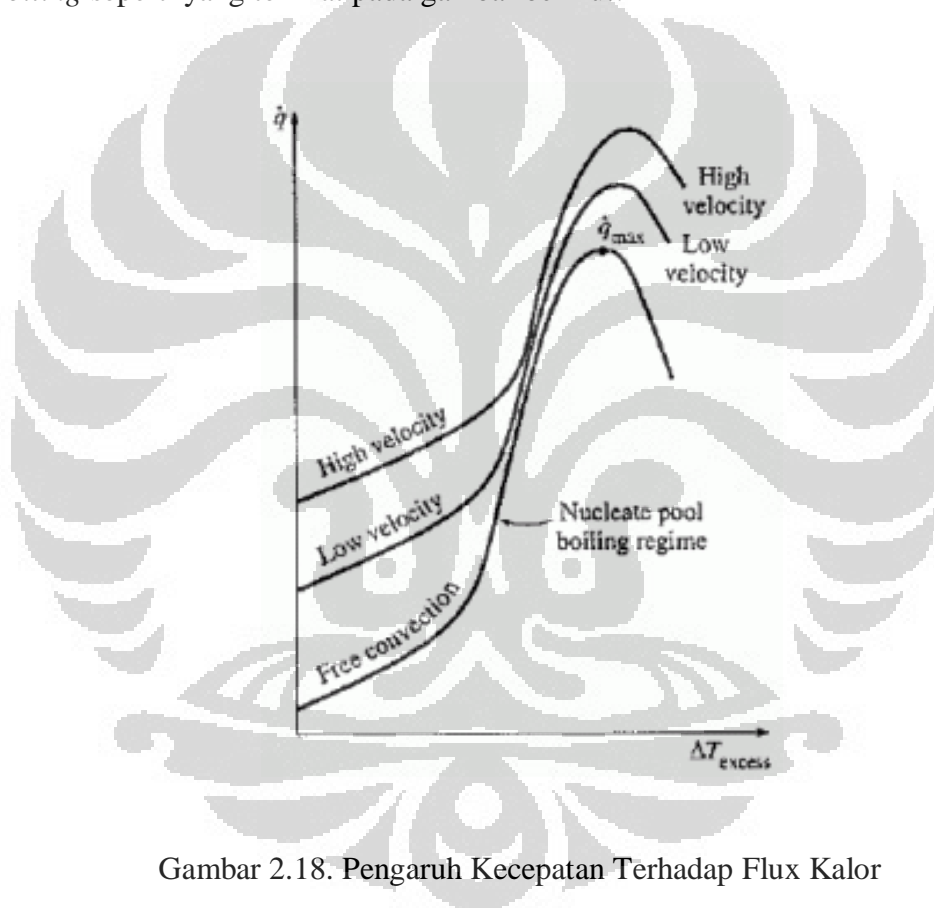
(Yunus A. Cengel, 2003, Collier & Thome, 1994)

#### 2.2.2 Flow Boiling

*Flow Boiling* adalah proses pendidihan yang terjadi pada fluida cair yang mengalir/bergerak. *Flow boiling* dikelompokkan menjadi *External flow boiling* dan *Internal flow boiling*. Perbedaan keduanya hanya terletak pada proses pendidihannya, yaitu jika cairan dialirkan di atas sebuah permukaan pemanas maka disebut dengan *External flow boiling*. Sebaliknya jika cairan tersebut dialirkan dalam sebuah pipa pemanas, maka disebut dengan *internal flow boiling*.

### 2.2.2.1 External flow boiling

External flow boiling hampir sama dengan pool boiling, hanya bedanya jika pada *external flow boiling* cairan dipaksa mengalir/bergerak diatas permukaan pemanas, sementara pada *pool boiling* tidak demikian. Pada *external flow boiling*, adanya gerakan pada cairan membawa keuntungan besar pada proses perpindahan panas, karena dengan naiknya kecepatan cairan maka akan diikuti dengan peningkatan nilai heat flux kritis (*critical heat flux, CHF*) pada *nucleate boiling* seperti yang terlihat pada gambar berikut.



Gambar 2.18. Pengaruh Kecepatan Terhadap Flux Kalor

### 2.2.2.2 Internal flow boiling

Tidak seperti *external flow boiling*, *internal flow boiling* jauh lebih rumit karena tidak ada permukaan bebas bagi gelembung uap untuk meloloskan diri ke udara bebas. Sehingga gelembung uap tersebut akan terseret mengikuti arus aliran cairannya. Aliran inilah yang selanjutnya disebut dengan “aliran dua fasa” (*two*

*phase flow*) yaitu uap dan cair yang akan mengalir bersamaan dalam pipa. Pola aliran akan terus berubah seiring bertambahnya gelembung uap dalam pipa sehingga akan terbentuk beberapa pola aliran yang berbeda.

### 2.3 Aliran Dua Fasa ( *Two Phase Flow* )

Aliran dua fasa adalah aliran fluida yang terdiri dari fasa cair dan fasa gas yang biasanya terjadi pada proses pendidihan atau kondensasi. Untuk mempelajari dan menganalisa aliran dua fasa dilakukan beberapa macam metode yang umumnya digunakan diantaranya:

1. Model aliran homogen (*homogeneous flow model*)

Pada metode ini, aliran dua fasa diasumsikan sebagai aliran satu fasa.

2. Model aliran terpisah (*the separated flow model*)

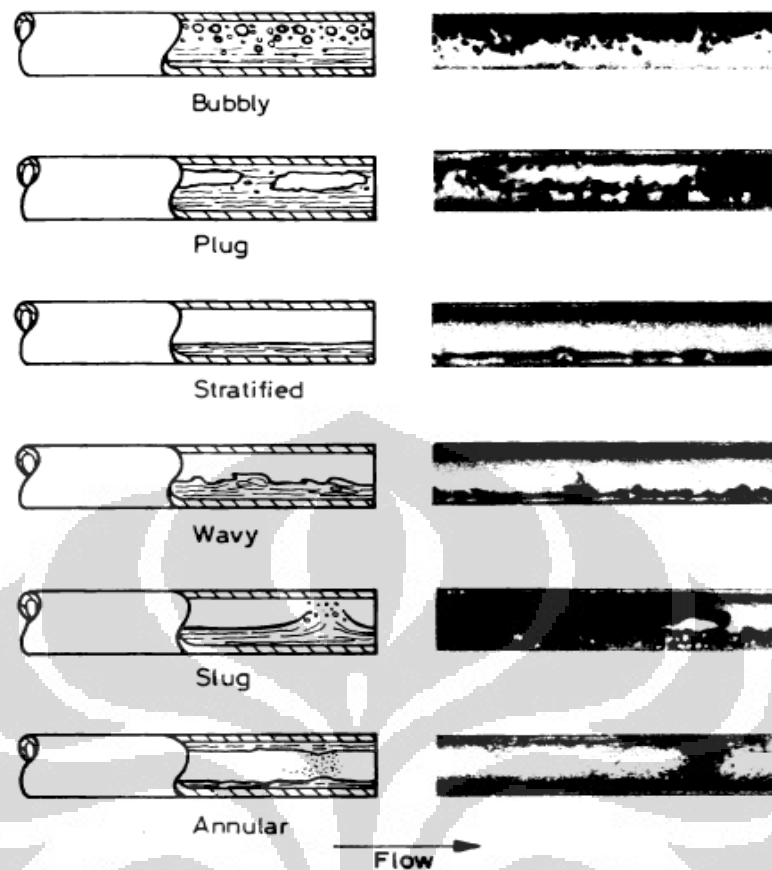
Pada metode ini, aliran dua fasa diasumsikan sebagai aliran yang terpisah yaitu aliran dengan fasa cair dan fasa gas dimana masing-masing fasa memiliki persamaannya masing-masing.

3. Model pola aliran (*flow pattern model*)

Pada metode ini, aliran dua fasa diasumsikan tersusun oleh satu dari tiga atau empat geometri yang telah ditentukan. Geometri tersebut berdasarkan pada variasi konfigurasi dari pola aliran yang ditemukan ketika fasa gas dan fasa cair secara bersamaan mengalir pada suatu kanal.

Pada aliran dua fasa, konfigurasi yang dibentuk oleh fasa gas dan fasa cair mempunyai bentuk-bentuk tertentu, konfigurasi-konfigurasi yang disusun oleh fasa gas dan fasa cair disebut dengan pola aliran (*flow pattern*).

Banyak penelitian yang telah dilakukan dengan menggunakan berbagai metode yang berbeda untuk mempelajari pola aliran dua fasa pada pipa yang dipanaskan maupun tidak dipanaskan, seperti yang dilakukan oleh Hewitt (1978) dengan menggunakan kanal transparan, Derbyshire (1964) dan Hewitt (1978) dengan menggunakan X-radiography. Kemudian pada tahun 1954, Alves memperkenalkan pola aliran dua fasa yang terjadi pada kanal horizontal seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut:



Gambar 2.19. Pola Aliran Dua Fasa Pada Pipa Horizontal  
(Collier & Thome, 1994)

1. *Bubbly flow*

Pada pola aliran ini, fasa gas atau uap tersebar sebagai gelembung diskrit (terputus-putus) pada fasa cair dengan ukuran kecil dimana gelembung uap tersebut bergerak menuju ke setengah bagian atas pipa.

2. *Plug flow*

Pada pola aliran ini gelembung gas atau uap besarnya kurang lebih mendekati besarnya diameter pipa. Ujung dari gelembungnya mempunyai karakteristik bentuk seperti tutup yang berbentuk bola dan gas didalam gelembung dipisahkan dari dinding pipa dengan adanya penurunan lapisan cair secara perlahan-lahan.

3. *Strarified flow*

Pola aliran ini terjadi ketika kecepatan fasa cair dan gas rendah sekali.

4. *Wavy flow*

Pola aliran ini terjadi ketika kecepatan uap naik, dimana nantinya permukaan pemisah (*interface*) akan terganggu oleh gelombang yang bergerak pada arah alirannya.

5. *Slug flow*

Pola aliran ini terjadi ketika adanya kenaikan lebih lanjut kecepatan uap yang menyebabkan gelombang pada permukaan pemisah (*interface*) akan terbawa dalam bentuk busa yang disebarkan disepanjang kanal dengan kecepatan tinggi.

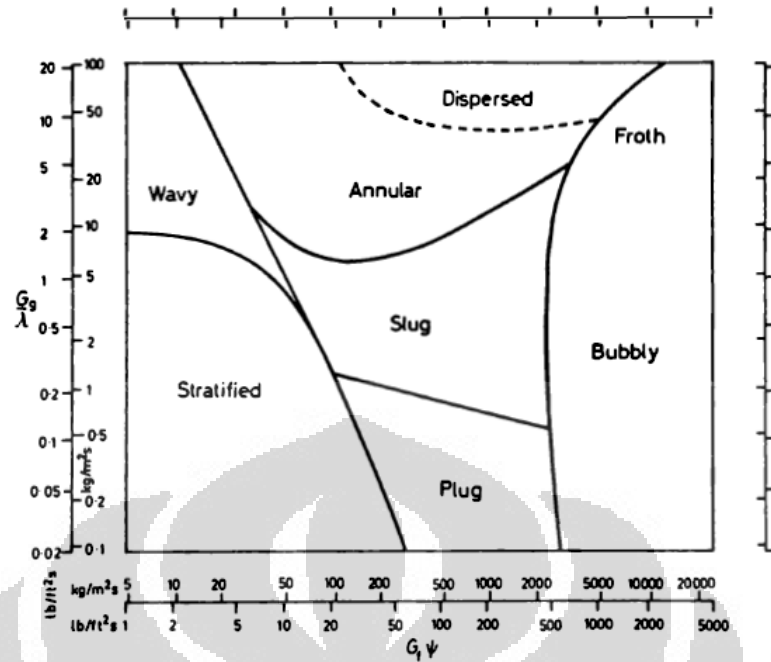
6. *Annular flow*

Pola aliran ini terjadi ketika kecepatan uap tinggi yang akan menyebabkan pembentukan inti gas dengan lapisan cair disekeliling selimut pipa. Lapisan cair tersebut mungkin tidak kontinyu disekeliling pipa tapi pada akhirnya akan kontinyu mengelilingi pipa dimana lapisan cair pada bagian bawah pipa akan lebih tebal.

Peta pola aliran dua fasa pada aliran horizontal yang digunakan secara luas yaitu peta pola aliran yang diberikan oleh Baker ( 1954) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.20. dimana  $G_g$  adalah flux massa gas dan  $G_f$  flux massa cair, sedangkan faktor baker  $\lambda$  dan  $\psi$  dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini.

$$\lambda = \left[ \left( \frac{\rho_g}{\rho_A} \right) \left( \frac{\rho_f}{\rho_w} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

$$\psi = \left( \frac{\sigma_w}{\sigma} \right) \left[ \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right) \left( \frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.5)$$



Gambar 2.20. Peta Pola Aliran Dua Fasa Pada Pipa Horizontal  
(Collier & Thome, 1994)

Berdasarkan diameternya, pipa dapat diklasifikasikan menjadi beberapa macam, yaitu:

1. Pipa konvensional, yaitu pipa dengan  $ID > 3 \text{ mm}$ .
2. Pipa mini, yaitu pipa dengan  $200 \mu\text{m} < ID \leq 3 \text{ mm}$ .
3. Pipa mikro, yaitu pipa dengan  $10 \mu\text{m} \leq ID \leq 200 \mu\text{m}$ .
4. Pipa mikro transisi, yaitu pipa dengan  $1 \mu\text{m} \leq ID \leq 10 \mu\text{m}$ .
5. Pipa nano transisi, yaitu pipa dengan  $0.1 \mu\text{m} \leq ID \leq 1 \mu\text{m}$ .
6. Pipa nano, yaitu pipa dengan  $ID \leq 0.1 \mu\text{m}$ .

Pada pipa dengan ukuran diameter yang kecil memiliki keuntungan dalam Rasio kontak antara permukaan pipa dengan volume fluida lebih besar dibanding dengan pipa kanal konvensional.

Dalam melakukan analisa terhadap aliran dua fasa, terdapat beberapa notasi dan bilangan tak berdimensi yang sering digunakan.



### 2.3.1 Bilangan Tak Berdimensi

Beberapa bilangan tak berdimensi yang sering digunakan adalah:

#### 1. Bilangan Reynolds (Re)

Bilangan Reynolds merupakan perbandingan inersia dan viskositas dalam aliran. Bilangan Reynolds digunakan untuk mengetahui apakah aliran fluida termasuk aliran laminar, turbulen, atau transisi. Untuk menghitung nilai dari bilangan Reynolds untuk fasa gas digunakan persamaan:

$$Re_g = \frac{GDx}{\mu_g} \quad (2.6)$$

Sedangkan untuk menghitung nilai dari bilangan Reynolds untuk fasa cair digunakan persamaan:

$$Re_f = \frac{GD(1-x)}{\mu_f} \quad (2.7)$$

#### 2. Bilangan Nusselt (Nu)

Bilangan Nusselt didefinisikan sebagai rasio perpindahan kalor konveksi fluida dengan perpindahan kalor konduksi fluida dalam kondisi yang sama.

Sehingga bilangan Nusselt dapat ditulis sebagai berikut:

$$Nu = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} \quad (2.8)$$

Bilangan Nusselt untuk aliran dalam pipa dapat ditulis sebagai berikut:

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \quad (2.9)$$

#### 3. Bilangan Prandtl (Pr)

Bilangan Prandtl merupakan rasio viskositas kinematik fluida ( $\nu$ ) dengan diffusifitas kalor ( $\alpha$ ), dimana bilangan Prandtl merupakan karakteristik termodinamika dari fluida.

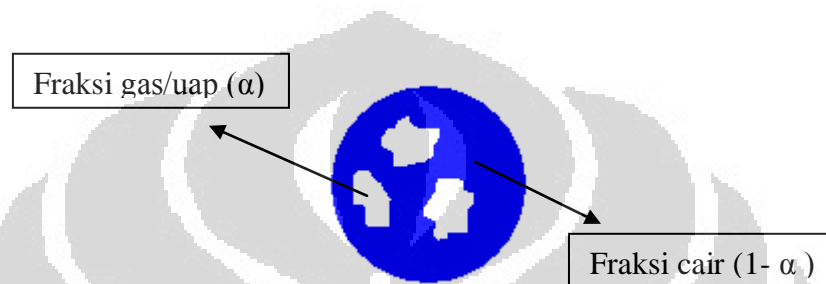
$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.10)$$

### 2.3.2 Notasi

Notasi yang sering digunakan diantaranya adalah:

#### 1. *Void Fraction* ( $\alpha$ )

Pada aliran dua fasa, terdapat daerah pipa yang ditempati oleh fasa gas dimana perbandingan dari luas daerah yang ditempati oleh fasa gas pada pipa tersebut dengan luas penampang total pipa biasa disebut sebagai fraksi gas (*void fraction*) seperti yang ditunjukkan pada Gambar berikut:



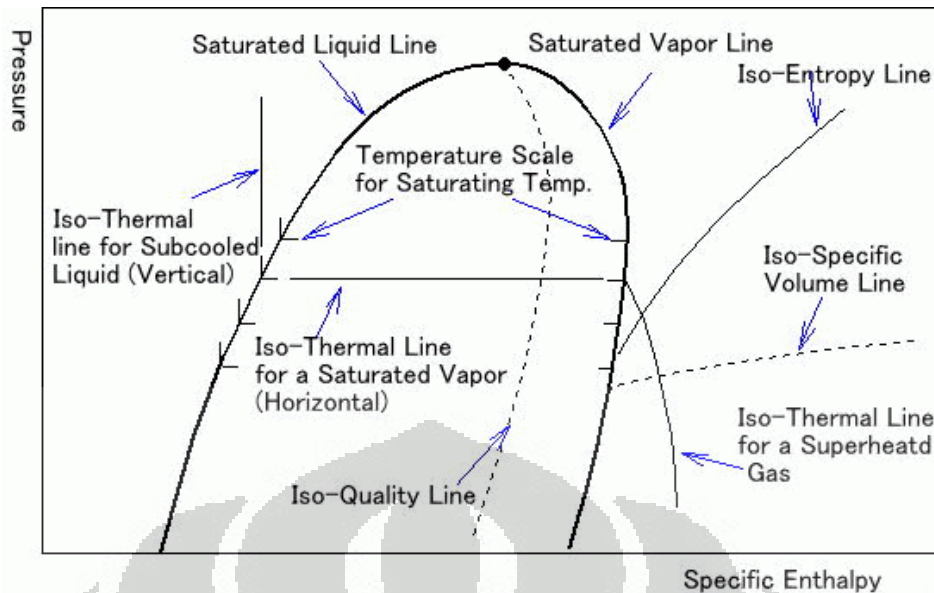
Gambar 2.21. Fraksi Gas Dan Cair Pada Aliran Dua Fasa

*void fraction* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (1 - \alpha) = \frac{A_f}{A} \quad (2.11)$$

#### 2. Kualitas Massa Uap/*Mass Quality* ( $x$ )

Selama proses penguapan, sebagian zat berwujud cair dan sebagian lain berwujud uap. Kondisi ini disebut campuran cair jenuh dan uap jenuh. Untuk menganalisis kondisi campuran tersebut dengan tepat, maka perlu diketahui bagian fasa cair dan bagian fasa uap dari campuran tersebut. Sifat ini disebut kualitas massa uap ( $x$ ), yang didefinisikan sebagai rasio massa uap terhadap massa total campuran. Nilai kualitas massa uap ini selalu antara 0 dan 1. Kualitas massa uap dari sistem yang berada dalam kondisi *saturated cair* adalah 0 dan kualitas massa uap dari sistem yang berada dalam kondisi *saturated vapor* adalah 1. Posisi kualitas massa uap dapat dilihat pada P-h diagram berikut:



Gambar 2.22. P-h Diagram

Untuk menghitung kualitas massa uap, dapat menggunakan persamaan:

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}} = \frac{m_f}{m_f + m_g} \quad (2.12)$$

$$m_{\text{total}} = m_{\text{liquid}} + m_{\text{vapor}} = m_f + m_g \quad (2.13)$$

Atau dengan menggunakan persamaan berikut:

$$x = \frac{W_g}{W_g + W_f} \quad (1 - x) = \frac{W_f}{W_g + W_f} \quad (2.14)$$

$$x = \frac{i - i_f}{i_{fg}} \quad (2.15)$$

### 3. Mass Flux (G)

Mass Flux adalah laju aliran massa fluida yang mengalir per satuan luas penampang pada suatu pipa. Untuk menghitung besarnya nilai mass flux dapat menggunakan persamaan berikut:

$$G = \frac{W}{A} = \rho u = \frac{u}{v} \quad (2.16)$$

### 4. Laju Aliran Massa (W)

Untuk mencari laju aliran massa pada masing-masing fasa, baik cair maupun gas pada aliran dua fasa dapat menggunakan persamaan berikut:

$$W_g = GAx \quad W_f = GA(1 - x) \quad (2.17)$$

### 5. Kecepatan Aliran ( $u$ )

Untuk mencari besarnya kecepatan aliran pada masing-masing fasa, dapat menggunakan persamaan dibawah ini:

$$u_g = \frac{W_g}{\rho_g A_g} \quad u_f = \frac{W_f}{\rho_f A_f} \quad (2.18)$$

Karena:

$Q = \frac{W}{\rho}$ , maka persamaan 2.18 dapat ditulis sebagai berikut:

$$u_g = \frac{Q_g}{A_g} \quad u_f = \frac{Q_f}{A_f} \quad (2.19)$$

Atau karena:

$W_g = GAx$  dan  $W_f = GA(1 - x)$ , maka persamaan 2.18 menjadi:

$$u_g = \frac{Gx}{\rho_g \alpha} \quad u_f = \frac{G(1-x)}{\rho_f (1-\alpha)} \quad (2.20)$$

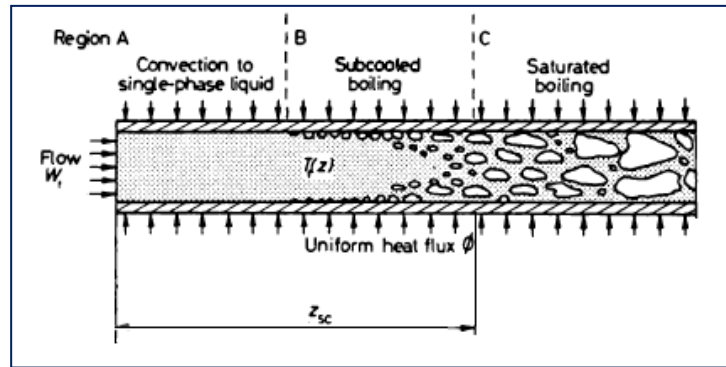
### 6. Panjang *Subcooled* ( $Z_{sc}$ )

Aliran dua fasa sering terjadi pada saat proses pendidihan dan kondensasi, dimana pada kedua proses tersebut biasanya menggunakan temperatur saturasi sebagai temperatur acuan. Material yang memiliki temperatur di atas temperatur saturasinya disebut dengan kondisi *superheated* (panas lanjut) dimana selisih temperaturnya dengan temperatur saturasinya diberi simbol  $\Delta T_{sat}$  yang dapat dihitung dengan persamaan 2.21. Sedangkan material yang memiliki temperatur di bawah termperatur saturasinya disebut dengan kondisi *subcooled* yang diberi simbol  $\Delta T_{sub}$  yang dapat dihitung dengan persamaan 2.22.

$$T - T_{SAT} = \Delta T_{SAT} \quad (2.21)$$

$$T_{SAT} - T = \Delta T_{SUB} \quad (2.22)$$

Pada kasus fluida yang melewati suatu pipa horozontal yang dipanaskan dengan memberikan flux kalor pada pipa tersebut seperti yang diilustrasikan oleh gambar di bawah ini:

Gambar 2.23. Panjang *Subcooled*

(Collier &amp; Thome, 1994)

Maka perlu juga mempertimbangkan pada titik mana fluida tersebut mulai dalam keadaan saturasi. Oleh karena itu perlu diketahui panjang *subcooled*-nya untuk mengetahui pada jarak berapa fluida tersebut dalam keadaan saturasi. Untuk menghitung panjang *subcooled* tersebut dapat menggunakan persamaan:

$$Z_{sc} = L \frac{i_f - i_{f,in}}{\Delta i} = L \frac{i_f - i_{f,in}}{(Q/W)} \quad (2.23)$$

Sedangkan untuk menghitung besarnya kualitas massa uap yang keluar dari pipa tersebut dapat digunakan persamaan sebagai berikut

$$x_{out} = \frac{\Delta i + i_{f,in} - i_f}{i_{fg}} \quad (2.24)$$

Untuk mengetahui kualitas uap pada tiap titik di sepanjang pipa dapat digunakan interpolasi yaitu dengan persamaan

$$x_Z = x_{out} \left( \frac{Z - Z_{sc}}{L - Z_{sc}} \right) \quad (2.25)$$

Dan untuk koefisien perpindahan kalor lokal di tiap titik pada pipa yang dipanaskan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut

$$h = \frac{q}{(T_{wi} - T_{SAT})} \quad (2.26)$$

## 2.4 Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi Aliran Dua Fasa ( $h_{TP}$ )

Untuk kasus aliran yang dipanaskan (*flow boiling*), perpindahan kalor yang terjadi dipengaruhi oleh dua mekanisme utama, yaitu pendidihan nukleasi (*nucleate boiling*) dan konveksi paksa (*force convection*).

### 2.4.1 Pendidihan nukleasi (*Nucleate Boiling*)

*Nucleate boiling* merupakan salah satu kondisi pada proses pendidihan dimana pada kondisi inilah gelembung pertama kali mulai terbentuk. Hal tersebut menandakan bahwa pada kondisi ini aliran dua fasa mulai bekerja.

Kondisi *Nucleate boiling* ini telah banyak dipelajari sehingga banyak korelasi yang dapat digunakan untuk menghitung besarnya nilai koefisien perpindahan kalor yang terjadi, diantaranya adalah korelasi Forster-Zuber (1955) dan Cooper (1984).

#### 2.4.1.1 Korelasi Forster-Zuber (1955)

Korelasi ini dipublikasikan oleh Foster-Zuber pada tahun 1955. Dimana bentuk persamaannya adalah sebagai berikut :

$$h_{NB} = 0.00122 \left[ \frac{k_f^{0.79} C_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} \quad (2.27)$$

#### 2.4.1.2 Korelasi Cooper (1984)

Cooper (1984) mempublikasikan korelasi untuk *nukleat pool boiling*. Dimana dalam korelasi cooper menggunakan penurunan tekanan, berat molekul, dan kekasaran permukaan sebagai parameter yang berhubungan.

$$h_{NB} = 55 \dot{q}^{0.67} P_r^{0.12} (-0.4343 \ln P_r)^{-0.55} M^{-0.55} \quad (2.28)$$

### 2.4.2 Konveksi Paksa (*force convection*)

Perpindahan kalor untuk aliran dalam pipa memiliki peranan yang penting dalam dunia industri, karena banyak sekali alat-alat industri yang mengaplikasikan fenomena tersebut. Oleh karena itu, banyak penelitian yang dilakukan dan menghasilkan korelasi-korelasi yang dapat digunakan untuk

menghitung koefisien perpindahan kalor yang terjadi. Pemilihan korelasi yang akan digunakan bergantung pada kondisi alirannya, laminar, turbulen, atau transisi.

Pada daerah konveksi paksa aliran dua fasa, Martinelli memberikan suatu persamaan yang digunakan untuk menghitung besarnya koefisien perpindahan kalor yaitu dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{h_{TP}}{h_f} = f n \left( \frac{1}{X_{tt}} \right) \quad (2.29)$$

Pada nilai kualitas uap yang rendah, kontribusi dari mekanisme nukleat boiling lebih dominan, tapi kontribusi dari konveksi paksa boiling meningkat seiring meningkatnya nilai kualitas uap. Sehingga pada saat memasuki rezim aliran annular maka konveksi paksa akan menjadi dominan.

Banyak metode untuk memprediksi koefisien perpindahan kalor mendidih di tabung pada aliran dua fasa. Secara umum, koefisien perpindahan kalor nucleat boiling ( $h_{NB}$ ) ditentukan menggunakan korelasi nucleat boiling pada pool boiling. Sama halnya dengan koefisien perpindahan kalor pada konveksi paksa ( $h_f$ ), yang biasanya terkait atau sama hubungannya dengan koefisien perpindahan kalor cair.

#### 2.4.2.1 Aliran Laminar ( $Re < 2300$ )

Menurut Incropera dan De Witt, karena alirannya laminar maka efek dari kekasaran permukaan dan faktor gesekannya dapat diabaikan. Bilangan Nusselt pada kondisi ini adalah :

$$Nu_D = 4.36 \quad (2.30)$$

Maka persamaan koefisien perpindahan kalor konveksi nya adalah:

$$h_f = 4.36 \frac{k_f}{D} \quad (2.31)$$

#### 2.4.2.2 Aliran Turbulen ( $2300 < Re < 10^4$ )

Untuk kondisi aliran ini korelasi yang sering digunakan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan kalor konveksi adalah korelasi Gnielinski (1976) dimana range bilangan Prandtl adalah  $0.5 \leq Pr \leq 2000$ . Bilangan Nusselt pada rezim ini dimana faktor gesekan fluida ( $f_f$ ) adalah :

$$Nu = \frac{(Re_f - 1000)(f_f/2)Pr_f}{[1 + 12.7(Pr_f^{2/3} - 1)(f_f/2)^{0.5}]} \quad (2.32)$$

Untuk nilai dari faktor gesek dimana faktor gesek pada cair ( $f_f$ ) dan faktor gesek pada gas ( $f_g$ ). Dimana nilai dari faktor gesek dilihat berdasarkan bilangan Reynolds dari fluida.

$$Re < 2300 \quad f = 16 / Re \quad (2.33)$$

$$Re > 3000 \quad f = 0.079 Re^{-0.25} \quad (2.34)$$

$$2300 \geq Re \geq 3000 \quad f = \left(\frac{Re - 2300}{700}\right) (0.0037) + 0.0069 \quad (2.35)$$

Maka persamaan koefisien perpindahan kalor konveksi nya adalah:

$$h_f = \frac{(Re_f - 1000)(f_f/2)Pr_f \frac{k_f}{D}}{[1 + 12.7(Pr_f^{2/3} - 1)(f_f/2)^{0.5}]} \quad (2.36)$$

#### 2.4.2.3 Aliran Turbulen ( $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ )

Untuk kondisi aliran ini korelasi yang sering digunakan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan kalor konveksi adalah korelasi Petukhov dan Popov (1963) dimana range bilangan Prandtl adalah  $0.5 \leq Pr \leq 2000$ . Bilangan Nusselt pada rezim ini dimana adalah :

$$Nu = \frac{(Re_f)(f_f/2)Pr_f}{[1.07 + 12.7(Pr_f^{2/3} - 1)(f_f/2)^{0.5}]} \quad (2.37)$$

Maka persamaan koefisien perpindahan kalor konveksi nya adalah:

$$h_f = \frac{(Re_f)(f_f/2)Pr_f \frac{k_f}{D}}{[1.07 + 12.7(Pr_f^{2/3} - 1)(f_f/2)^{0.5}]} \quad (2.38)$$

#### 2.4.2.4 Aliran Turbulen ( $Re > 5 \times 10^6$ )

Untuk aliran turbulen dengan nilai bilangan Reynolds yang tinggi digunakan persamaan Dittus-Boelter dimana range bilangan Prandtl adalah  $0.7 \leq Pr \leq 160$ . Bilangan Nusselt pada rezim ini dimana adalah :

$$Nu = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n \quad (2.39)$$



dimana nilai  $n$  untuk proses pemanasan (*heating*) adalah 0.4, sedangkan untuk proses pendinginan (*cooling*) adalah 0.3.

Maka persamaan koefisien perpindahan kalor konveksi nya adalah:

$$h_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \frac{k_f}{D} \quad (2.40)$$

#### 2.4.2.5 Aliran Transisi ( $2300 \leq Re_f < 3000$ )

Untuk kondisi ini, dilakukan interpolasi sehingga persamaannya menjadi:

$$h_{f(2300 \leq Re_f < 3000)} = \frac{(h_{f(3000 \leq Re_f < 10^4)} - h_{f(Re_f < 2300)}) \times (Re_f - 2300)}{700} + h_{f(Re_f < 2300)} \quad (2.41)$$

### 2.4.3 Korelasi Koefisien Perpindahan Kalor Aliran Dua Fasa

Banyak korelasi yang dapat digunakan untuk menghitung besarnya koefisien perpindahan kalor dua fasa, diantaranya adalah korelasi Chen (1963) korelasi Gungor-winterton (1986) dan korelasi Zhang et al. (2004).

#### 2.4.3.1 Korelasi Chen (1963)

Pada tahun 1963, Chen memperkenalkan korelasi yang dapat digunakan untuk memprediksi nilai koefisien perpindahan kalor pada aliran dua fasa. Persamaan tersebut terdiri dari mekanisme *Nucleat Boiling* dan *forced convection* dengan tambahan dua komponen, yaitu faktor pengali bilangan Reynolds (F) dan faktor penekanan (S). Pada dasarnya korelasi ini berlaku untuk aliran dua fasa pada pipa konvensional dimana kondisi alirannya adalah turbulen untuk kedua fasa cair dan gas. Bentuk korelasi Chen tersebut adalah:

$$h_{TP} = (h_{NB})(S) + (h_f)(F) \quad (2.42)$$

Untuk mendapatkan nilai faktor pengali (F), dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$F = \left[ \frac{Re_{TP}}{Re_f} \right]^{0.8} = \left[ \frac{Re_{TP} \mu_f}{G(1-x)D} \right]^{0.8} \quad (2.43)$$

Chen juga menyatakan bahwa faktor pengali F merupakan fungsi dari parameter martinelli (  $F = \text{fn}(X_{tt})$  ), dimana  $X_{tt}$  adalah parameter martinelli pada

kondisi aliran turbulen pada kedua fasa cair dan fasa gas. Persamaan dasar dari parameter Martinelli adalah sebagai berikut:

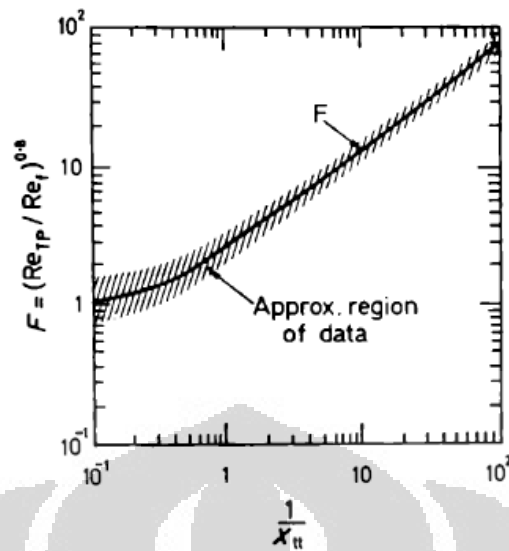
$$X^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_f}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g} = \frac{\left(\frac{2f_f G^2 (1-x)^2 v_f}{D}\right)}{\left(\frac{2f_g G^2 x^2 v_g}{D}\right)} = \left(\frac{f_f}{f_g}\right) \left(\frac{(1-x)^2}{x^2}\right) \left(\frac{v_f}{v_g}\right) \quad (2.44)$$

$$X = \left(\frac{f_f}{f_g}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.45)$$

Maka untuk kondisi aliran turbulen-turbulen, persamaannya menjadi:

$$\begin{aligned} X &= \left(\frac{f_f}{f_g}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{\frac{1}{2}} \\ X_{tt} &= \left(\frac{0.079 \times Re_f^{-0.25}}{0.079 \times Re_g^{-0.25}}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{\frac{1}{2}} \\ X_{tt} &= \left(\frac{Re_f^{-0.25}}{Re_g^{-0.25}}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{\frac{1}{2}} \\ X_{tt} &= \left[\left(\frac{1-x}{x}\right)^{-0.25} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)^{-0.25}\right]^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{\frac{1}{2}} \\ X_{tt} &= \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0.125} \\ X_{tt} &\approx \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0.1} \end{aligned} \quad (2.46)$$

Chen membuat suatu plot yang menyatakan hubungan antara faktor F dengan parameter Martinelli dimana kondisi aliran fasa cair dan fasa gasnya ialah turbulen-turbulen seperti yang diperlihatkan pada grafik berikut ini:



Gambar 2.24. Grafik Faktor Pengali (F)

(Collier &amp; Thome, 1994)

Akan tetapi fungsi ini masih harus dievaluasi lagi karena kondisi aliran yang terjadi tidak hanya turbulen saja akan tetapi ada kondisi aliran laminar dan transisi. Dengan mempertimbangkan kondisi aliran tersebut, kemudian Chen memberikan persamaan dimana faktor F sebagai fungsi dari faktor pengali friksi aliran dua fasa dengan dasar gradien tekanan pada fasa cair, sehingga bentuk persamaannya menjadi:

$$F = (\phi_f^2)^{0.444} \quad (2.47)$$

dimana besarnya faktor pengali friksi aliran dua fasa yang didasarkan pada gradien tekanan pada aliran fasa cair ( $\phi_f^2$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\phi_f^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_{TP}}{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_f} = \frac{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_f}{\left(\frac{dp}{dz}f\right)_f} + C \frac{\left[\left(\frac{dp}{dz}F\right)_g \left(\frac{dp}{dz}F\right)_f\right]^{0.5}}{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_f} + \frac{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_g}{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_f}$$

$$\phi_f^2 = 1 + C \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_g}{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_f}\right]^{0.5} + \frac{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_g}{\left(\frac{dp}{dz}F\right)_f}$$

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2.48)$$

Sedangkan faktor pengali friksi aliran dua fasa yang didasarkan pada gradien tekanan pada aliran fasa gas ( $\phi_g^2$ ) besarnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini ;

$$\phi_g^2 = 1 + CX + CX^2 \quad (2.49)$$

Besarnya parameter Chisolm (C) tergantung dari kondisi aliran yang terjadi pada fasa cair dan fasa gas. Berikut ini merupakan tabel nilai parameter Chisolm untuk beberapa kondisi aliran fasa cair dan fasa gas.

Tabel 2.1. Parameter Chisolm Pada Beberapa Kondisi Aliran Fasa Cair Dan Gas

Kondisi aliran		simbol	parameter Chisolm (C)
Fasa cair	Fasa gas		
Turbulen	Turbulen	tt	20
Laminar	Turbulen	vt	12
Turbulen	Laminar	tv	10
Laminar	Laminar	vv	5

Selain keempat kombinasi aliran yang terlihat pada tabel 2.1. diatas, masih terdapat beberapa kombinasi aliran yang dapat terjadi dimana dalam menentukan nilai parameter chisolm (C) digunakan cara interpolasi, seperti yang ditunjukkan pada tabel berikut:

Tabel 2.2. Parameter Chisolm Pada Beberapa Kombinasi Aliran lainnya

Kondisi aliran		simbol	Parameter Chisolm (C)
Cair	Gas		
Turbulen	Transisi	$t_t$	$\frac{(Re_g - 2300)}{700} \times 10 + 10$
Transisi	Turbulen	$t_t$	$\frac{(Re_f - 2300)}{700} \times 8 + 12$
Laminar	Transisi	$vt_r$	$\frac{(Re_g - 2300)}{700} \times 7 + 5$
Transisi	Laminar	$t_rv$	$\frac{(Re_f - 2300)}{700} \times 5 + 5$
Transisi	Transisi	$t_t$	$\frac{(Re_f - 2300)}{700} \times 7.5 + \left( \frac{(Re_g - 2300)}{700} \times 7.5 \right) + 5$

Selanjutnya Chen memperkenalkan faktor penekanan (S) yang merupakan fungsi dari bilangan Reynolds dua fasa, dimana bentuk persamaannya adalah sebagai berikut:

$$S = \frac{1}{(1 + 2.53 \times 10^{-6} Re_{TP}^{1.17})} \quad (2.50)$$

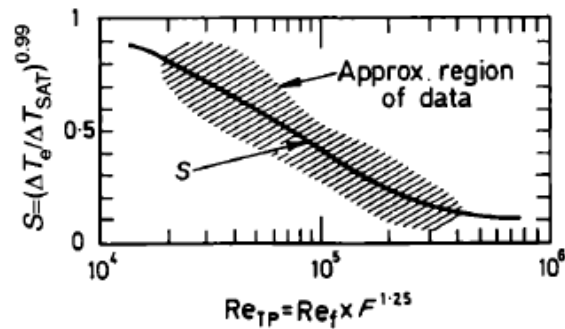
dan besarnya nilai bilangan Reynolds dua fasa ( $Re_{TP}$ ) dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Re_{TP} = \frac{GD}{\bar{\mu}} \quad (2.51)$$

besarnya nilai viskositas rata-rata ( $\bar{\mu}$ ) diperoleh dengan menggunakan persamaan yang diberikan oleh Mc Adaam et.al (1942) seperti di bawah ini:

$$\bar{\mu} = x\mu_g + (1 - x)\mu_f \quad (2.52)$$

Chen membuat suatu plot yang menyatakan hubungan antara faktor S dengan bilangan Reynolds dua fasa dimana kondisi aliran fasa cair dan fasa gasnya ialah turbulen-turbulen seperti yang diperlihatkan pada grafik berikut ini:



Gambar 2.25. Grafik Faktor Penekanan (S)

(Collier &amp; Thome, 1994)

### 2.4.2 Korelasi Gungor-Winterton (1986)

Pada tahun 1986, Gungor-Winterton juga memberikan korelasi untuk menghitung besarnya nilai koefisien perpindahan kalor aliran dua fasa. Hampir sama dengan persamaan yang diperkenalkan oleh Chen, persamaan Gungor-Winterton terdiri dari mekanisme *Nucleat Boiling* dan *forced convection* dengan tambahan dua komponen, berlaku untuk aliran dua fasa pada pipa konvensional dimana kondisi alirannya adalah turbulen untuk kedua fasa cair dan gas. Yang membedakannya adalah dua komponen tambahannya, dimana bentuk persamaannya adalah sebagai berikut:

$$h_{TP} = (h_{NB})(S) + (h_f)(E) \quad (2.53)$$

Dalam persamaannya, Gungor-Winterton menggunakan komponen tambahan berupa faktor peningkatan konveksi (E) yang merupakan fungsi dari *Boiling Number* (Bo) dan parameter Martinelli (X). Besarnya nilai faktor E dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan:

$$E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X}\right)^{0.86} \quad (2.54)$$

besarnya *boiling number* (Bo) didapatkan dengan persamaan berikut:

$$Bo = \frac{q}{G \times i_{fg}} \quad (2.55)$$

Dan untuk komponen tambahan satu lagi, Gungor-Winterton menggunakan faktor penekanan (S) yang merupakan fungsi dari bilangan

Reynolds fasa cair ( $Re_f$ ) dan faktor peningkatan konveksi (E). Besarnya nilai faktor S dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan:

$$S = \frac{1}{(1+1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_f^{1.17})} \quad (2.56)$$

Untuk horizontal *tube*, jika nilai bilangan Froude di bawah 0.05, maka nilai faktor E harus dikalikan lagi dengan fungsi bilangan Froude berikut:

$$Fr_f^{(0.1-2Fr_f)} \quad (2.57)$$

dan nilai faktor S harus dikalikan lagi dengan fungsi bilangan Froude berikut:

$$Fr_f^{0.5} \quad (2.58)$$

dimana besarnya bilangan Froude ( $Fr_f$ ) dihitung dengan persamaan:

$$Fr_f = \left( \frac{G^2}{\rho_f^2 g D} \right) \quad (2.59)$$

#### 2.4.3 Korelasi Zhang et al. (2004)

Pada tahun 2004 Zhang memperkenalkan korelasi baru hasil modifikasi dari korelasi Chen. Zhang menyatakan bahwa berdasarkan analisis dari dari percobaan *Flow boiling* yang telah dilakukan, ditemukan bahwa kondisi aliran laminar pada cair dan kondisi aliran turbulen pada gas merupakan komposisi umum yang terjadi pada pengaplikasian pipa mini. Sedangkan kebanyakan korelasi terdahulu yang sering digunakan untuk memprediksi besarnya koefisien perpindahan kalor dibentuk untuk kondisi aliran turbulen-turbulen pada fasa cair dan fasa gas, sehingga pada prinsipnya tidak cocok bila digunakan untuk memprediksi nilai koefisien perpindahan kalor pada pipa mini dimana kondisi alirannya adalah laminar untuk fasa cair dan turbulen untuk fasa gas. Oleh sebab itu Zhang memodifikasi persamaan Chen menjadi:

$$h_{TP} = S \times h_{NB} + F \times h_f \quad (2.60)$$

Dimana:

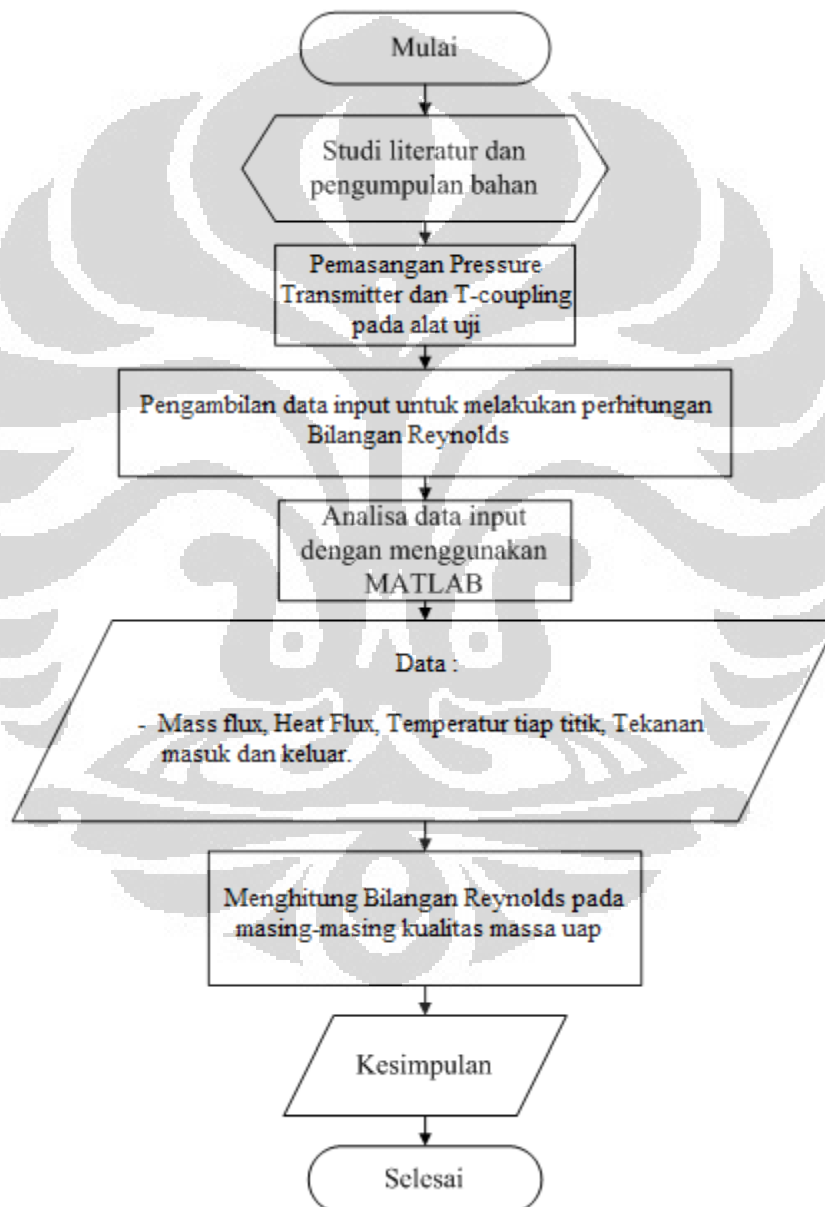
$$S = \frac{1}{(1+2.53 \times 10^{-6} Re_f^{1.17})} \quad (2.61)$$

$$F = 0.64(\phi_f) \quad (2.62)$$

### BAB 3 PERANGKAT DAN ASPEK PENGUJIAN

Penelitian Bilangan Reynold untuk refrigeran R290 dan R600A pada pipa mini horizontal ini dilakukan dengan beberapa tahapan prosedur yaitu seperti yang dapat dilihat pada diagram alir berikut ini:

#### 3.1 Diagram Alir Penelitian

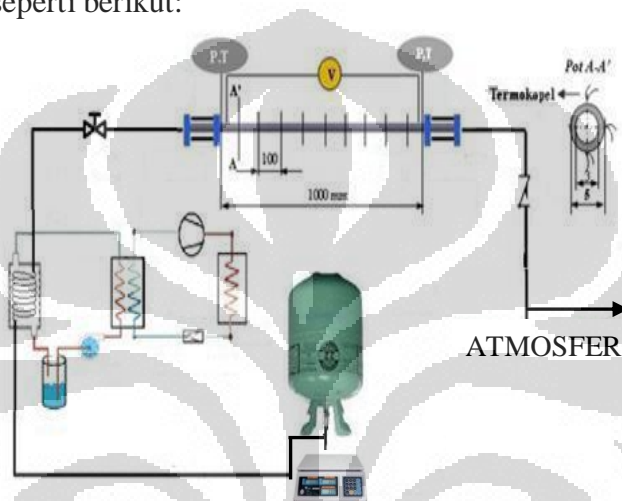


Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian



### 3.2 Skematik Alat Uji

Untuk mendapatkan data-data yang diperlukan dalam melakukan perhitungan Bilangan Reynold untuk refrigeran R290 dan R600A pada pipa mini horizontal, maka perlu dilakukan pengujian pada perangkat alat uji. Data-data yang diperoleh dari hasil pengujian selanjutnya akan di analisa untuk mendapatkan besarnya Bilangan Reynold untuk refrigeran R290 dan R600A. Secara skematik, alat uji yang digunakan dalam proses pengambilan data digambarkan seperti berikut:



Gambar 3.2. Skematik Alat Uji

### 3.3 Komponen Alat Uji

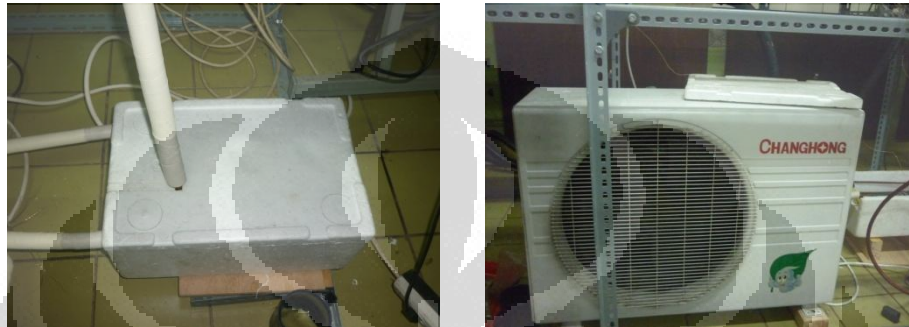
Komponen-komponen yang akan digunakan pada perangkat alat uji dipilih dan disesuaikan sesuai dengan kondisi pengujian yang akan dilakukan. Berikut ini adalah komponen dari alat uji yang digunakan dalam pengambilan data.

#### 3.3.1 *Condensing Unit*

*Condensing unit* dengan sistem pendingin 1 pk sebanyak 1 buah dan dengan sistem pendingin 3 pk sebanyak 1 buah.

### 3.3.1.1 *Condensing unit 1 Pk*

*Condensing unit 1 Pk* berfungsi untuk menurunkan tekanan yang ada pada *receiver tank*. Hal tersebut dimaksudkan agar proses aliran dari tabung R290 atau R600A menuju *receiver tank* menjadi lebih lancar, karena pada dasarnya fluida mengalir dari tekanan tinggi menuju tekanan rendah dan tekanan akan turun seiring dengan penurunan temperatur.



Gambar 3.3. *Condensing Unit 1 Pk*

### 3.3.1.2 *Condensing Unit 3 Pk*

*Condensing unit 3 Pk* berfungsi untuk menurunkan temperatur dari refrigeran yang akan masuk ke *test section* dan menjamin kondisi refrigeran yang masuk ke *test section* berada pada fasa cair.



Gambar 3.4. *Condensing Unit 3 Pk*

### 3.3.2 Test Section

*Test section* dengan material Stainless steel 316 (SS 316) dengan diameter dalam 3 mm , diameter luar 5 mm dan panjang 1 m dan diberikan insulasi agar kalor yang diberikan pada *test section* tidak terbuang ke lingkungan sekitar.



Gambar 3.5. *Test Section*

### 3.3.3 Pressure gauge

*Pressure gauge* berfungsi untuk mengetahui tekanan yang terjadi ketika refrigeran masuk dan keluar *test section*. Oleh karena itu, maka pada alat uji dipasang dua *pressure gauge* yaitu pada bagian masuk dan keluar *test section*.



Gambar 3.6. *Pressure Gauge*

### 3.3.4 Pressure Transmitter

*Pressure Transmitter* digunakan untuk mengukur tekanan pada *test section* dan memindahkan data tekanan tersebut dalam bentuk arus ke dalam modul termokopel. Dalam modul ini arus yang terbaca kemudian dikonversi lagi ke dalam satuan tekanan.



Gambar 3.7 *Pressure Transmitter*

### 3.3.5 Pipa Tembaga

Pipa tembaga diameter 3/8 inch dan 1/4 inch.



Gambar 3.8. Pipa Tembaga

### 3.3.6 Receiver Tank

*Receiver tank* berfungsi untuk menampung refrigeran yang keluar dari test section karena alat uji yang dibuat adalah sistem tertutup.



Gambar 3.9. *Receiver Tank*

### 3.3.7 Check Valve

*Check valve* digunakan dengan pertimbangan agar aliran yang terjadi searah atau tidak terjadi aliran balik.



Gambar 3.10. *Check Valve*

### 3.3.8 Variable Transformer

*Variable Transformer* yang digunakan untuk memberikan flux kalor pada *heater*. Alat mampu memberikan daya sampai dengan 1100 watt dan dapat diatur besar

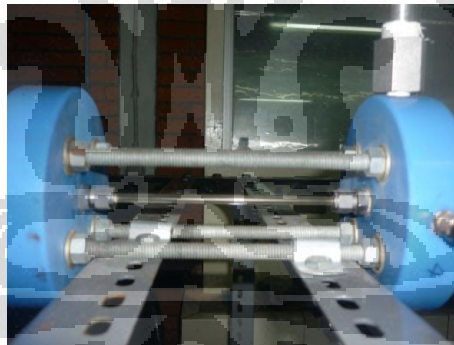
kecilnya daya keluar dengan mengatur tegangannya disesuaikan dengan flux kalor yang diinginkan.



Gambar 3.11. *Variable Transformer*

### 3.3.9 *Sight Glass*

*Sight glass* digunakan agar dapat melihat secara visual aliran REFRIGERAN yang terjadi pada sisi masukan dan keluaran dari *test section*.



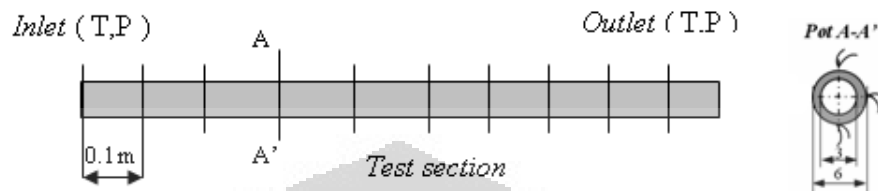
Gambar 3.12. *Sight Glass*

### 3.3.10 Termokopel

Termokopel digunakan dengan pertimbangan untuk mengukur temperatur permukaan disepanjang *Test section*. Termokopel yang dipakai pada alat uji adalah termokopel tipe-K.

Termokopel dipasang pada bagian atas, bawah, sisi kiri dan kanan *test section* pada 9 titik disepanjang *test section* dengan jarak antar titik 0.1 m, seperti

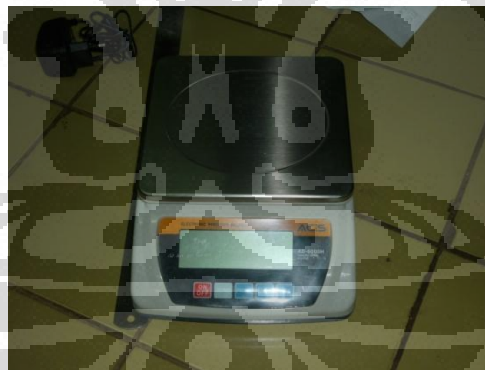
yang diilustrasikan oleh Gambar 3.12. Pemasangan termokopel hanya pada tiga sisi ini karena diasumsikan temperatur yang terjadi pada dinding samping kiri dan kanan tidak berbeda jauh, oleh karena itu pada sisi samping hanya dipasang satu termokopel saja.



Gambar 3.13. Pemasangan Termokopel Pada *Test Section*.

### 3.3.11 Timbangan Digital

Pada alat uji ini timbangan berfungsi untuk melihat pertambahan massa terhadap satuan waktu. Hal ini dimaksudkan untuk menghitung laju aliran massa yang terjadi.



Gambar 3.14. Timbangan *Digital*

### 3.3.12 Sabuk Pemanas

Sabuk pemanas merupakan alat yang berfungsi untuk menekan temperatur tabung dengan maksud agar tekanan di dalam tabung meningkat.



Gambar 3.15. Sabuk Pemanas

### 3.3.13 Modul Termokopel

Modul termokopel merupakan alat untuk merubah masukan dari kabel termokopel yang berupa tegangan menjadi satuan temperatur yang ditampilkan pada monitor komputer dengan bantuan suatu program.

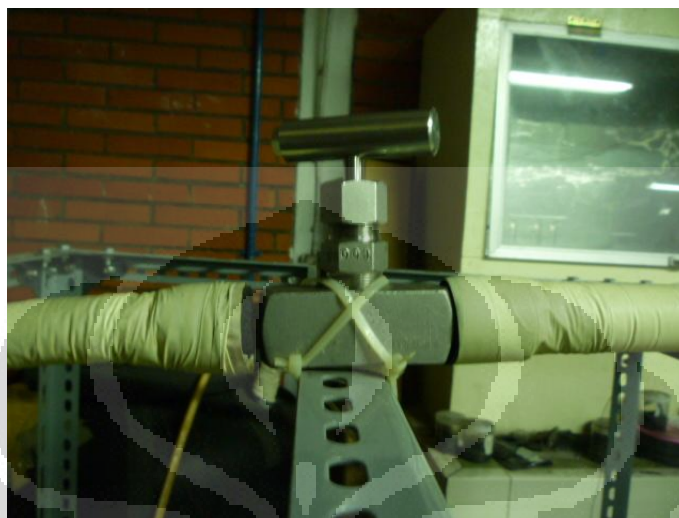


Gambar 3.16. Modul Termokopel



### 3.3.14 Needle Valve

*Needle valve* berfungsi untuk mengatur aliran refrigeran yang akan masuk ke *test section*.



Gambar 3.17. *Needle Valve*

### 3.4 Prinsip Kerja Alat Uji

Seperti yang terlihat pada gambar 3.2, sistem sirkulasi yang digunakan pada perangkat alat uji ialah sistem sirkulasi terbuka. Refrigeran disirkulasikan dari tangki yang diletakan secara terbalik pada sistem dengan memanfaatkan gaya grafitasi bumi, juga dibantu dengan sabuk pemanas yang memanaskan tabung agar tekanan yang berada pada tangki menjadi lebih besar seiring bertambahnya temperatur dalam tabung. Refrigeran fasa cair memiliki massa jenis yang lebih besar dibandingkan refrigeran fasa gas, maka dengan pengaruh gaya grafitasi refrigeran fasa cair cenderung berada di bawah fasa gas. Oleh sebab itu, maka tangki refrigeran diletakan secara terbalik dengan tujuan agar refrigeran fasa cair berada pada saluran keluar tangki sehingga refrigeran yang masuk pada sistem berfasa cair.

Refrigeran yang keluar dari tangki kemudian masuk pada *condensing unit* yang digabungkan dengan sistem pendinginan 3 Pk. Hal tersebut dimaksudkan untuk menurunkan temperatur dari refrigeran agar ketika masuk pada *test section*,

refrigeran berada dalam kondisi sepenuhnya fasa cair. flux massa refrigeran yang disirkulasikan diatur besarnya dengan mengatur bukaan *needle valve* yang diletakan setelah *condensing unit* dan sebelum *test section*.

Setelah melewati *needle valve*, refrigeran masuk ke *test section*. Dimana pada *test section* refrigeran dipanaskan dengan cara memberikan flux kalor disepanjang *test section* dengan mengalirkan arus listrik pada kawat nikelin yang dililitkan di sepanjang *test section*, flux kalor yang diberikan pada *test section* diasumsikan merata pada seluruh bagian *test section* tersebut. Arus listrik yang dialirkan pada kawat nikelin diatur dengan menggunakan *variable transformer* sehingga besarnya daya yang keluar dapat diatur sesuai dengan besarnya flux kalor yang dibutuhkan pada kondisi pengujian. Pada bagian luar *test section* diberikan insulasi agar kalor yang diberikan nantinya tidak terbuang kelingkuangan sekitar.

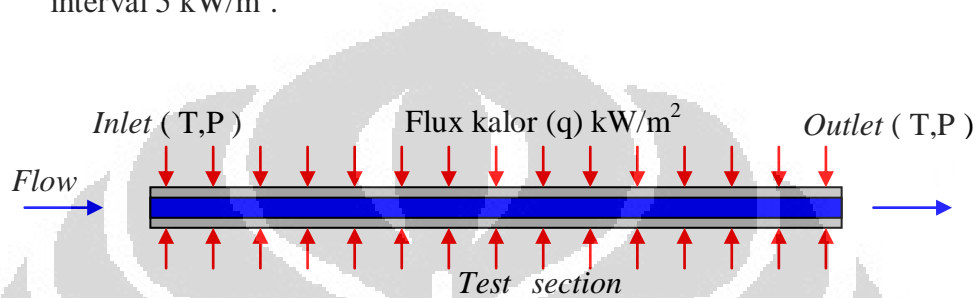
Untuk mengetahui temperatur dinding luar *test section* dipasang termokopel pada tiga sisi yaitu sisi bagian atas, samping dan bawah di sepanjang pipa *test section* dengan interval jarak 0.1 m dan untuk mengetahui fasa refrigeran yang terjadi sebelum dan setelah melewati *test section* dipasang *sight gals*. Sedangkan untuk mengetahui tekanan masuk dan keluar *test section* dipasang *pressure gauge* pada bagian masuk dan keluar *test section*.

Setelah keluar dari *test section*, selanjutnya Refrigeran akan mengalir melewati *check valve* yang berfungsi untuk mencegah terjadinya aliran balik yang dapat mengganggu terhadap proses sirkulasi. Setelah itu refrigeran mengalir menuju *receiver tank* yang berfungsi sebagai penampungan terakhir dari refrigeran mengingat alat uji ini memiliki sistem sirkulasi terbuka. *Receiver tank* ditempatkan dalam *cool box* yang berfungsi sebagai *condensing unit* dengan tujuan agar tekanan *receiver tank* rendah, karena dengan asumsi jika temperaturnya diturunkan maka tekanannya pun akan ikut menurun. *Cool box* tersebut digabungkan dengan sistem pendinginan 1 Pk dan ditempatkan diatas timbangan bersama *receiver tank* yang berada didalamnya untuk melihat pertambahan massa yang terjadi, yang nantinya data tersebut digunakan untuk menentukan laju aliran massa yang terjadi.

### 3.5 Kondisi Pengujian

Percobaan yang dilakukan pada perangkat alat uji untuk mengetahui karakteristik koefisien perpindahan kalor aliran dua fasa refrigeran pada pipa mini horizontal yaitu dengan kondisi pengujian sebagai berikut ;

1. Memberikan flux kalor yang merata di sepanjang *test section* seperti yang diilustrasikan pada Gambar 3.11. dengan variasi dari 5 s/d 15 kW/m<sup>2</sup> dan interval 5 kW/m<sup>2</sup>.



Gambar 3.18. Pemberian Flux Kalor Pada *Test Section*

2. Tekanan masuk refrigeran diatur agar mencapai temperatur saturasi 0°C, 5°C, 10°C.

## BAB 4 HASIL DAN ANALISA

Untuk menghitung besarnya nilai koefisien perpindahan kalor untuk aliran evaporasi dua fasa pada kanal mini horizontal dengan Refrigeran Propane (R290) dan Isobutane (R-600A), maka dilakukan pengujian langsung pada alat uji. Data hasil pengujian akan digunakan sebagai data *input* dalam melakukan perhitungan.

Berikut ini merupakan data-data yang diperoleh dari hasil pengujian langsung dengan beberapa kondisi pengujian.

### 4.1 Data hasil pengujian

Pengambilan data eksperimen untuk hasil analisa perubahan Bilangan Reynolds, diambil dari dua kondisi dengan parameter mass flux berbeda dan heat flux yang sama, yaitu sebagai berikut :

**Tabel 4.1** Hasil Pengujian Propana kondisi  $G = 51,470 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q = 47,1 \text{ (W)}$

Propana					
Parameter	Nilai	Lokasi	Temperatur dinding luar (°C)		
			Atas	Bawah	Samping
Diameter dalam (Din)	3 (mm)	Titik 1	5,507	7,433	9,420
Diameter Luar (Dout)	5 (mm)	Titik 2	11,030	8,709	17,243
Konduktivitas Termal (k)	13,4 (w/m.K)	Titik 3	13,517	20,259	17,472
Panjang (L)	1000 (mm)	Titik 4	13,966	32,444	17,429
Laju Massa ( $\dot{m}$ )	$3,638 \times 10^{-4}$ (kg/s)	Titik 5	22,586	23,459	14,879
Daya (q)	47,1 (W)	Titik 6	22,900	24,508	25,990
Tegangan Listrik	39 (V)	Titik 7	25,192	27,610	28,912
Arus listrik	1,21 (A)	Titik 8	25,312	25,165	23,212
Tekanan Inlet (abs)	417,2 (kPa)	Titik 9	26,077	26,596	22,837
Tekanan Outlet (abs)	301,65 (kPa)	$G = 51,470 \text{ kg/m}^2\text{s}$			
Temperatur masuk	8,766 (°C)	$q/A = 5 \text{ kWatt/m}^2$			

**Tabel 4.2** Hasil Pengujian Propana pada Kondisi  $G = 155,597 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q = 5 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Propana					
Parameter	Nilai	Lokasi	Temperatur dinding luar (°C)		
			Atas	Bawah	Samping
Diameter dalam (Din)	3 (mm)	Titik 1	4,616	5,917	6,99
Diameter Luar (Dout)	5 (mm)	Titik 2	5,781	5,712	9,469
Konduktivitas Termal (k)	13,4 (w/m.K)	Titik 3	7,933	9,445	8,329
Panjang (L)	1000 (mm)	Titik 4	9,774	17,336	10,188
Laju Massa ( $\dot{m}$ )	$1,100 \times 10^{-3}$ (kg/s)	Titik 5	11,614	10,776	3,044
Daya (q)	47,1 (W)	Titik 6	3,976	5,755	2,961
Tegangan Listrik	39 (V)	Titik 7	3,572	7,210	2,669
Arus listrik	1,21 (A)	Titik 8	3,369	8,779	3,766
Tekanan Inlet (abs)	479,6 (kPa)	Titik 9	4,546	5,546	3,708
Tekanan Outlet (abs)	265,6 (kPa)	$G = 155,597 \text{ kg/m}^2\text{s}$			
Temperatur masuk	4,428 (°C)	$q/A = 5 \text{ kWatt/m}^2$			

**Tabel 4.3** Hasil Pengujian Propana pada Kondisi

$$G = 90,073 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$$
 dan  $q = 8 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Propana					
Parameter	Nilai	Lokasi	Temperatur dinding luar (°C)		
			Atas	Bawah	Samping
Diameter dalam (Din)	3 (mm)	Titik 1	-7,851	-6,371	-4,570
Diameter Luar (Dout)	5 (mm)	Titik 2	5,873	3,848	10,778
Konduktivitas Termal (k)	13,4 (w/m.K)	Titik 3	19,316	25,150	22,857
Panjang (L)	1000 (mm)	Titik 4	23,702	39,887	26,582
Laju Massa ( $\dot{m}$ )	$6,366 \times 10^{-4}$ (kg/s)	Titik 5	36,633	37,606	38,686
Daya (q)	75,36 (W)	Titik 6	46,164	49,050	46,338
Tegangan Listrik	67 (V)	Titik 7	51,895	57,354	52,904
Arus listrik	1,125 (A)	Titik 8	56,287	60,720	56,974
Tekanan Inlet (abs)	321,6 (kPa)	Titik 9	51,070	70,117	68,433

Tekanan Outlet (abs)	222,5 (kPa)	$G = 90,073 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
Temperatur masuk	-11,747 ( $^{\circ}\text{C}$ )	$q/A = 8 \text{ kWatt/m}^2$

**Tabel 4.4** Hasil Pengujian propana pada Kondisi  $G = 242,192 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q = 8 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Propana					
Parameter	Nilai	Lokasi	Temperatur dinding luar ( $^{\circ}\text{C}$ )		
			Atas	Bawah	Samping
Diameter dalam (ID)	3 (mm)	Titik 1	44,940	45,597	48,054
Diameter Luar (OD)	5 (mm)	Titik 2	47,097	44,126	52,040
Konduktivitas Termal (k)	13,4 (w/m.K)	Titik 3	52,158	58,061	56,400
Panjang (L)	1000 (mm)	Titik 4	45,701	62,467	49,119
Laju Massa ( $\dot{m}$ )	$1,712 \times 10^{-3}$ (kg/s)	Titik 5	55,574	56,860	40,940
Daya	75,36 (W)	Titik 6	43,599	46,861	48,543
Tegangan Listrik	67 (V)	Titik 7	47,321	48,568	48,890
Arus listrik	1,125 (A)	Titik 8	45,972	46,602	43,379
Tekanan Inlet (abs)	620 (kPa)	Titik 9	50,052	51,193	49,540
Tekanan Outlet (abs)	480 (kPa)	$G = 242,195 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$			
Temperatur masuk	13,743 ( $^{\circ}\text{C}$ )	$q/A = 8 \text{ kWatt/m}^2$			

**Tabel 4.5** Hasil Pengujian IsoButana pada Kondisi  $G = 198,160 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q = 1 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Isobutana					
Parameter	Nilai	Lokasi	Temperatur dinding luar ( $^{\circ}\text{C}$ )		
			Atas	Bawah	Samping
Diameter dalam (Din)	3 (mm)	Titik 1	4,152	4,742	4,789
Diameter Luar (Dout)	5 (mm)	Titik 2	4,504	4,641	4,969
Konduktivitas Termal (k)	9,4 (w/m.K)	Titik 3	4,476	4,768	4,579
Panjang (L)	1000 (mm)	Titik 4	4,408	5,209	4,477
Laju Massa ( $\dot{m}$ )	$1,401 \times 10^{-3}$ (kg/s)	Titik 5	4,467	4,494	12,056

Daya (q)	9.4 (W)	Titik 6	24,836	24,186	24,846
Tegangan Listrik	10 (V)	Titik 7	23,696	24,738	25,331
Arus listrik	0.94 (A)	Titik 8	24,447	23,889	23,613
Tekanan Inlet (abs)	113,75 (kPa)	Titik 9	23,828	23,753	23,115
Tekanan Outlet (abs)	62,794 (kPa)	G = 198,160 kg/m <sup>2</sup> .s			
Temperatur masuk	6,153 (°C)	q/A = 1 kWatt/m <sup>2</sup>			

**Tabel 4.6** Hasil Pengujian Isobutana pada Kondisi  $G = 169,851 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q = 3 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Isobutana					
Parameter	Nilai	Lokasi	Temperatur dinding luar (°C)		
			Atas	Bawah	Samping
Diameter dalam (ID)	3 (mm)	Titik 1	9,383	10,221	10,669
Diameter Luar (OD)	5 (mm)	Titik 2	9,718	9,464	11,641
Konduktivitas Termal (k)	13,4 (w/m.K)	Titik 3	9,118	10,744	9,865
Panjang (L)	1000 (mm)	Titik 4	8,864	12,201	9,485
Laju Massa ( $\dot{m}$ )	$1,2 \times 10^{-3}$ (kg/s)	Titik 5	9,007	9,059	37,098
Daya	28,27 (W)	Titik 6	36,532	35,483	37,316
Tegangan Listrik	20 (V)	Titik 7	31,651	37,428	42,271
Arus listrik	1,41 (A)	Titik 8	34,041	31,106	30,704
Tekanan Inlet (abs)	174,8 (kPa)	Titik 9	32,384	31,008	25,708
Tekanan Outlet (abs)	70 (kPa)	G = 169,851 kg/m <sup>2</sup> .s			
Temperatur masuk	8,723 (°C)	q/A = 3 kWatt/m <sup>2</sup>			

**Tabel 4.7** Hasil Pengujian Isobutana pada Kondisi  $G = 141,543 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q = 4 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Isobutana					
Parameter	Nilai	Lokasi	Temperatur dinding luar (°C)		
			Atas	Bawah	Samping
Diameter dalam (Din)	3 (mm)	Titik 1	10,619	9,599	10,192
Diameter Luar (Dout)	5 (mm)	Titik 2	9,105	8,679	11,259

Konduktivitas Termal (k)	13,4 (w/m.K)	Titik 3	8,136	9,979	9,004
Panjang (L)	1000 (mm)	Titik 4	7,869	11,582	8,666
Laju Massa (m)	$1 \times 10^{-3}$ (kg/s)	Titik 5	8,085	8,125	38,436
Daya (q)	37,7 (W)	Titik 6	37,769	35,754	38,915
Tegangan Listrik	24 (V)	Titik 7	32,410	39,029	42,963
Arus listrik	1,57 (A)	Titik 8	35,242	32,036	31,613
Tekanan Inlet (abs)	146,108 (kPa)	Titik 9	32,286	31,759	25,712
Tekanan Outlet (abs)	67.318 (kPa)	$G = 141,543 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$			
Temperatur masuk	8,3952 (°C)	$q/A = 4 \text{ kWatt/m}^2$			

#### 4.2 Perhitungan Temperatur dalam pipa dan Bilangan Reynolds hasil pengukuran dan Analisa Perhitungan

Tahapan dalam melakukan perhitungan koefisien perpindahan kalor aliran dua fasa adalah sebagai berikut:

1. Menghitung temperatur dinding dalam bagian atas, samping dan bawah test section dengan menggunakan persamaan laju perpindahan kalor konduksi yang terjadi pada pipa berongga.

$$T_{in} = T_{out} - \frac{q \cdot \left( \ln \frac{R_{out}}{R_{in}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}$$

(4.1) Persamaan mencari nilai Temperatur Dinding Dalam ( $T_{in}$ )

2. Menghitung tekanan saturasi dan Menghitung temperatur saturasi pada 9 lokasi.

Langkah-langkah dalam menentukan temperatur saturasi ( $T_{sat}$ );

- a) Tentukan titik tekanan inlet dan tekanan outlet pada garis saturasi.
- b) Tarik garis lurus yang menghubungkan keduanya.
- c) Potong garis tersebut menjadi sembilan bagian yang sama panjang (karena test-suction terbagi atas sembilan bagian).
- d) Sembilan titik tersebut mempunyai nilai tekanan, yang mana nilainya didapat dari perbandingan dari pembagian sembilan titik tersebut dengan selisih antara P-inlet dengan P-outlet.



- e) Tarik titik-titik tersebut ke sebelah kiri sampai memotong garis tekanan, dan perpotongan tersebut yang merupakan temperature saturasi ( $T_{sat}$ ), atau dengan mencari di software REFPROP dengan acuan nilai tekanan di setiap titik tersebut maka temperatur saturasi dapat diketahui.
3. Menghitung besarnya kualitas massa uap aliran dua fasa Propane (R290) dan Isobutane (R-600A) pada setiap *section* menggunakan persamaan

$$x_o = \frac{\Delta h + h_{fi} - h_f}{h_{fg}}; \quad x_z = x_o \left( \frac{z - z_{sc}}{L - z_{sc}} \right)$$

(4.2) *Persamaan mencari nilai kualitas massa uap (x)*

4. Menghitung viskositas aliran dua fasa Propane (R290) dan Isobutane (R-600A) pada tiap lokasi disepanjang *test section* dengan menggunakan persamaan :

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{(1-x)}{\mu_f}$$

(4.3) *Persamaan nilai viskositas di tiap kondisi massa uap*

5. Menghitung Bilangan Reynolds aliran dua Fasa R-290 dan R-600a pada tiap lokasi sepanjang *test section* dengan persamaan :

$$R_e = \frac{GD}{\mu}$$

(4.4) *Persamaan nilai Bilangan Reynolds*

Untuk menghitung kualitas massa uap dapat menggunakan perbandingan volume atau massa gas dan refrigerant yang mengalir di dalam *test section*. Volume atau massa tersebut dapat diukur dengan menggunakan referensi tekanan dan temperatur pada titik yang akan diukur. Hasil perhitungan manual untuk temperatur dinding dalam *test section* dan kualitas massa uap di masing-masing titik pada beberapa kondisi adalah sebagai berikut :

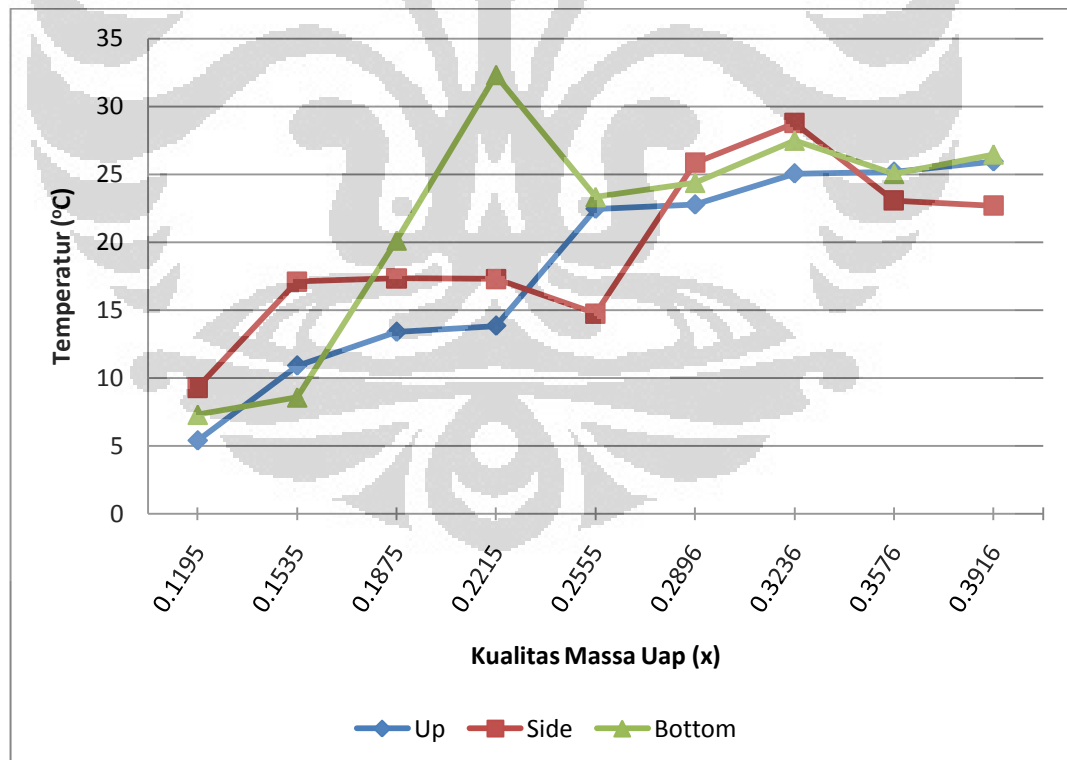
4.2.1. Kualitas massa uap dan Bilangan Reynold Propane (R290)

4.4.1.1 Kondisi Mass Flux =  $155,597 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan Heat Flux =  $5 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

**Tabel 4.8.** Entalpi dan Temperatur dalam pipa pada kondisi

$G = 51,470 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q = 47,1 \text{ (W)}$

Posisi	$T_{SAT}$ °C	P test section kPa	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	$T_{in}$			Kualitas Massa Uap
					Atas °C	Samping °C	Bawah °C	
1	-4,88	311,69	187,88	569,44	5,371	9,284	7,297	0.1195
2	-5,79	301,78	185,64	568,42	10,894	17,107	8,573	0.1535
3	-6,71	291,87	183,38	567,38	13,381	17,336	20,123	0.1875
4	-7,66	281,96	181,05	566,31	13,83	17,293	32,308	0.2215
5	-8,63	272,05	178,68	565,21	22,45	14,743	23,323	0.2555
6	-9,62	262,14	176,27	564,09	22,764	25,854	24,372	0.2896
7	-10,64	252,23	173,79	562,92	25,056	28,776	27,474	0.3236
8	-11,69	242,32	171,25	561,73	25,176	23,076	25,029	0.3576
9	-12,76	232,41	168,66	560,5	25,941	22,701	26,46	0.3916



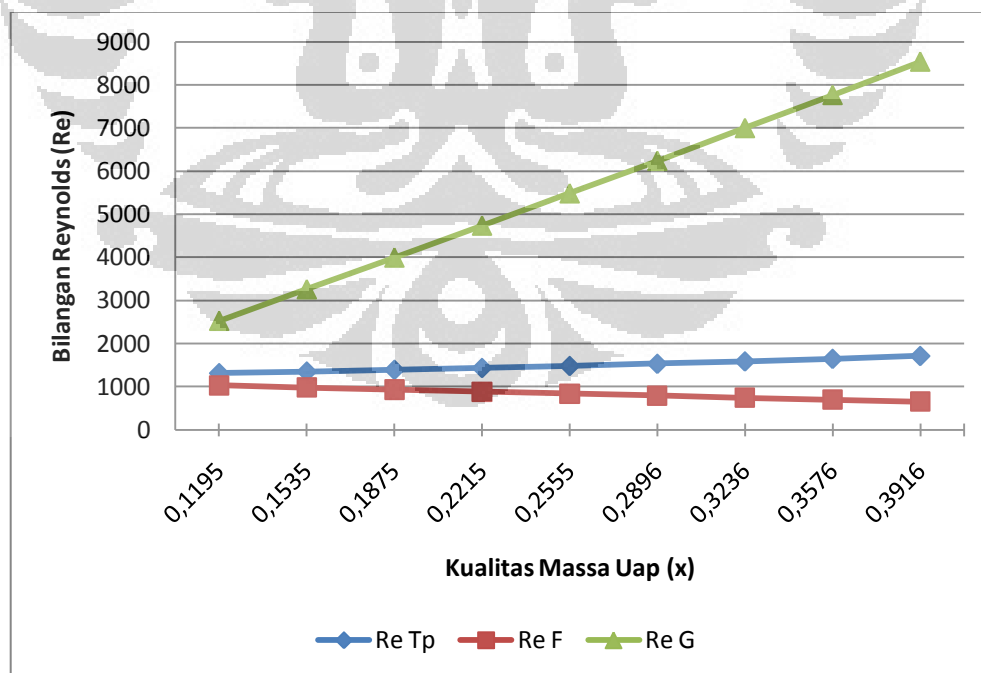
**Gambar 4.1.** Grafik perbandingan Temperatur dinding dalam pipa dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 51,470 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q = 47,1 \text{ (W)}$

Pada grafik diatas terlihat perubahan temperatur pada titik bawah dan samping lebih fluktuatif dibandingkan perubahan temperatur pada titik atas. Hal ini disebabkan proses boiling tidak merata pada titik bawah dan samping. Proses boiling yang tidak merata disebabkan *heat flux* yang diterima refrigeran di titik samping dan bawah tidak merata dibandingkan dengan titik atas.

**Tabel 4.9.** Kualitas massa uap dan Bilangan Reynolds pada kondisi

$$G = 51,470 \left( \frac{kg}{m^2s} \right) \text{ dan } q = 47,1 \text{ (W)}$$

Posisi	T <sub>SAT</sub>	P test section	Kualitas Massa Uap	ReTP	Ref	Reg
	oC	kPa				
1	-0,99	458,20	0.0389	1315,794	1027,817	2526,569
2	-2,53	436,80	0.0503	1352,689	978,8835	3257,589
3	-4,13	415,40	0.0617	1392,378	930,5694	3994,083
4	-5,79	394,00	0.0732	1435,201	882,8832	4736,262
5	-7,53	372,60	0.0846	1481,559	835,8344	5484,359
6	-9,34	351,20	0.0960	1531,924	789,4333	6238,624
7	-11,23	329,80	0.1075	1586,856	743,6909	6999,332
8	-13,22	308,40	0.1189	1647,03	698,6188	7766,785
9	-15,31	287,00	0.1304	1713,258	654,2297	8541,311



**Gambar 4.2.** Grafik perbandingan Bilangan Reynolds dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 51,470 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q = 5 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

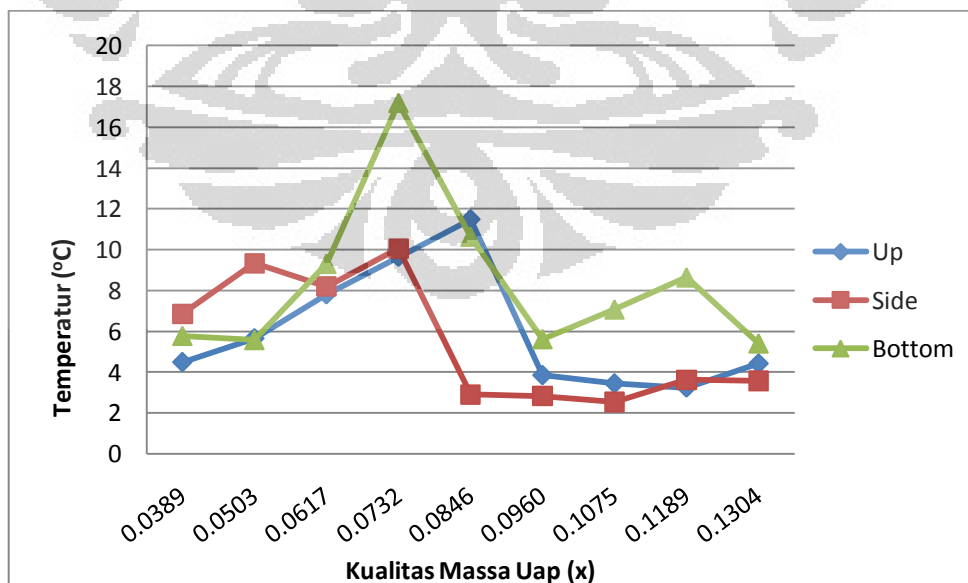
Bilangan Reynolds pada fasa gas bertambah seiring pertambahan kualitas massa uap. Pada saat masuk *test section* refrigerant masih dalam keadaan cair dan kemudian menerima panas sehingga kualitas massa uapnya meningkat. Fasa gas lebih cepat naik karena viskositasnya berkurang sedangkan kualitas massa uapnya terus meningkat.

4.4.1.2 Kondisi Mass Flux =  $155,597 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan Heat Flux =  $5 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

**Tabel 4.10.** Entalpi dan Temperatur dalam pipa pada kondisi

$G = 155.597 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q = 47,1 \text{ (W)}$

Posisi	$T_{SAT}$ °C	P test section kPa	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	$T_{in}$			Kualitas Massa Uap
					Atas °C	Samping °C	Bawah °C	
1	-0,99	458,20	197,53	573,77	4,48	6,854	5,781	0.0389
2	-2,53	436,80	193,7	572,06	5,645	9,333	5,576	0.0503
3	-4,13	415,40	189,73	570,28	7,797	8,193	9,309	0.0617
4	-5,79	394,00	185,64	568,42	9,638	10,052	17,2	0.0732
5	-7,53	372,60	181,37	566,45	11,478	2,908	10,64	0.0846
6	-9,34	351,20	176,95	564,4	3,84	2,825	5,619	0.0960
7	-11,23	329,80	172,36	562,25	3,436	2,533	7,074	0.1075
8	-13,22	308,40	167,56	559,97	3,233	3,63	8,643	0.1189
9	-15,31	287,00	162,53	557,57	4,41	3,572	5,41	0.1304

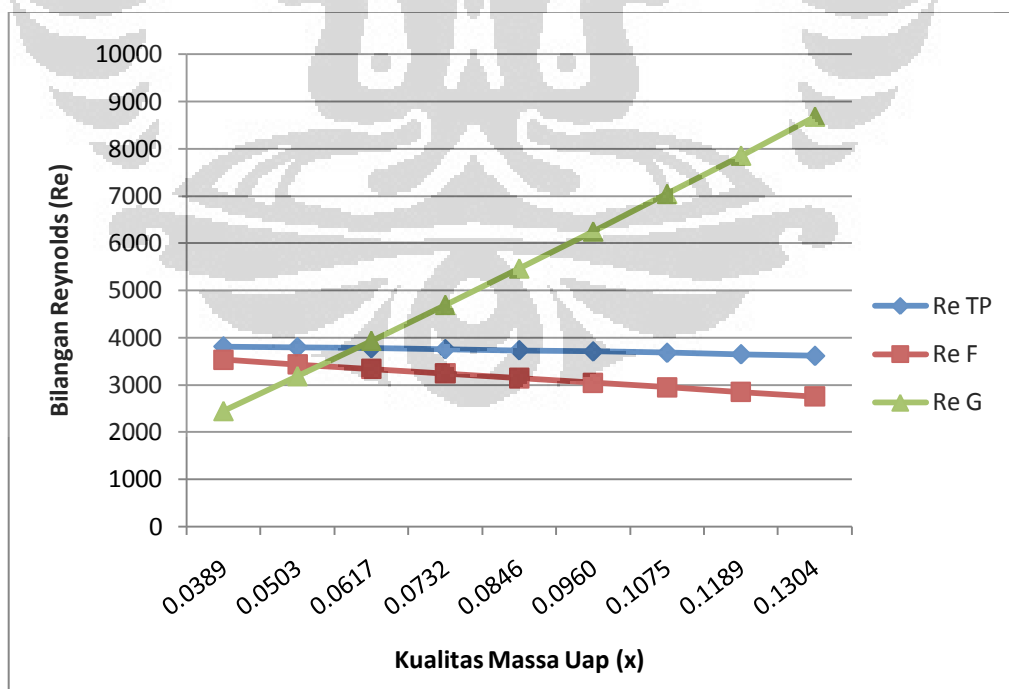


**Gambar 4.3.** Grafik perbandingan Temperatur dalam pipa dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 155.597 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 5 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Perubahan temperatur dinding bagian dalam pada kondisi 2 masih fluktuatif. Hal ini dikarenakan *mass flux* yang melewati test section tidak konstan. Dapat dilihat pada saat kualitas massa uapnya 0,0732 temperatur turun disebabkan lonjakan *mass flux* sehingga panas langsung turun karena digunakan untuk merubah refrigeran menjadi uap.

**Tabel 4.11.** Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds pada kondisi  $G = 155.597 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q = 47,1 \text{ (W)}$

Posisi	$T_{SAT}$	P test section	Kualitas Massa Uap	ReTP	Ref	Reg
	°C	kPa				
1	-0,99	458,20	0.0389	3813,626	3531,341	2446,632
2	-2,53	436,80	0.0503	3796,155	3434,276	3186,217
3	-4,13	415,40	0.0617	3777,027	3337,319	3935,574
4	-5,79	394,00	0.0732	3756,052	3240,402	4695,355
5	-7,53	372,60	0.0846	3733,01	3143,442	5466,315
6	-9,34	351,20	0.0960	3707,648	3046,344	6249,325
7	-11,23	329,80	0.1075	3679,668	2948,995	7045,412
8	-13,22	308,40	0.1189	3648,721	2851,263	7855,786
9	-15,31	287,00	0.1304	3614,391	2752,986	8681,901



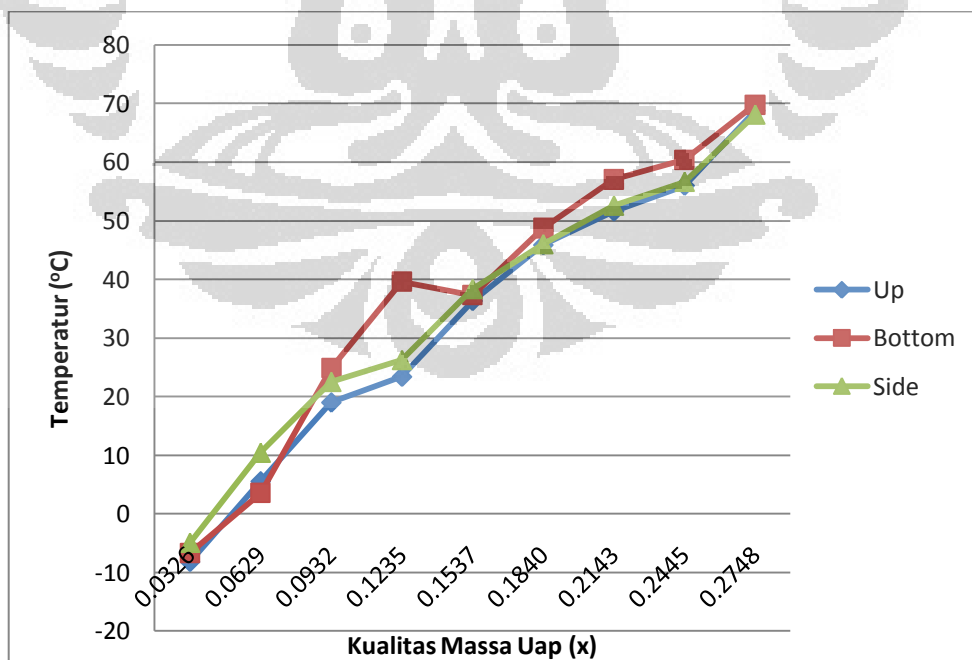
**Gambar 4.4.** Grafik perbandingan Bilangan Reynolds dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 155.597 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 5 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Pada saat memasuki *test section* fluida sepenuhnya cair dan alirannya laminar. Grafik Re G berada dibawah Re F maupun Re dua fasa. Hal ini menunjukkan walaupun ada udara didalam pipa, tetapi belum terdapat kandungan uap karena belum ada inputan heat.

4.4.1.3 Kondisi Mass Flux =  $90.073 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan Heat Flux =  $8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

**Tabel 4.12.** Entalpi dan Temperatur dalam pipa pada kondisi  $G = 90.073 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Posisi	$T_{SAT}$ °C	P test section kPa	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	$T_{in}$			Kualitas Massa Uap
					Atas °C	Samping °C	Bawah °C	
1	-12,9	311,69	168,33	560,34	-8,158	-4,877	-6,678	0.0326
2	-13,85	301,78	166,04	559,25	5,566	10,471	3,541	0.0629
3	-14,83	291,87	163,68	558,12	19,009	22,55	24,843	0.0932
4	-15,82	281,96	161,31	556,98	23,395	26,275	39,582	0.1235
5	-16,85	272,05	158,85	555,79	36,326	38,379	37,299	0.1537
6	-17,9	262,14	156,35	554,57	45,857	46,031	48,743	0.1840
7	-18,98	252,23	153,78	553,32	51,588	52,597	57,047	0.2143
8	-20,1	242,32	151,13	552,02	55,98	56,667	60,413	0.2445
9	-21,25	232,41	148,41	550,67	68,763	68,126	69,81	0.2748

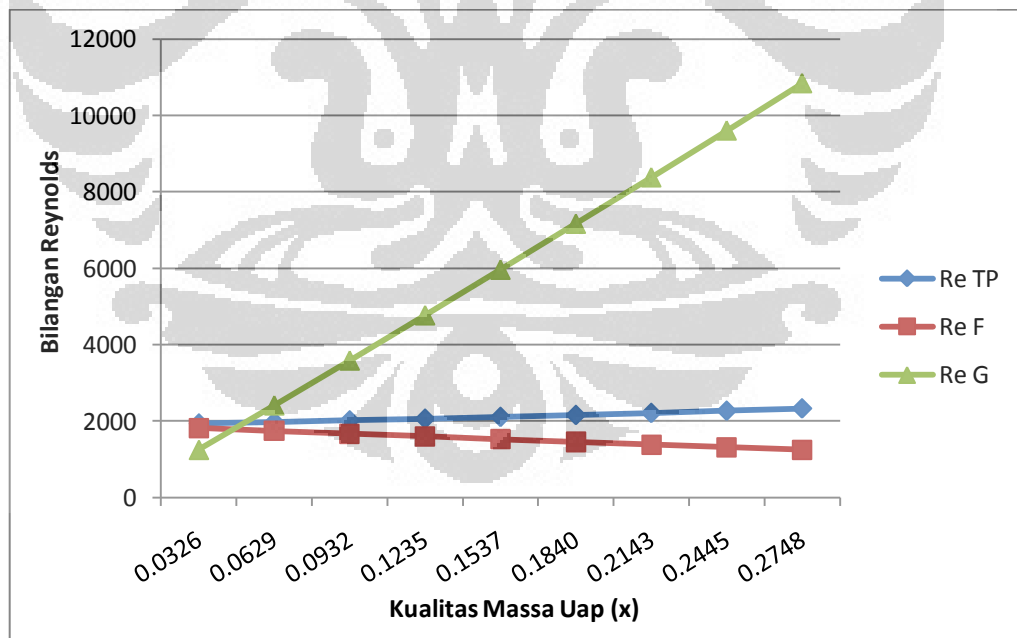


**Gambar 4.5.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding dalam pipa dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 90.073 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Pada grafik temperatur kondisi 3, temperatur awal di *test section* masih minus kemudian naik secara cepat di tiap titik. Hal ini disebabkan karena refrigeran yang masuk dapat secara konstan dirubah menjadi uap dengan diberikan *heat flux* 8 kW/m<sup>2</sup>.

**Tabel 4.13.** Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds pada kondisi  $G = 90.073$  ( $kg/m^2s$ ) dan  $q/A = 8$  ( $kW/m^2$ )

Posisi	$T_{SAT}$	P test section	Kualitas Massa Uap	ReTP	Ref	Reg
	°C	kPa				
1	-12,9	311,69	0.0326	1939,117	1817,633	1246,126
2	-13,85	301,78	0.0629	1978,794	1743,326	2411,008
3	-14,83	291,87	0.0932	2020,73	1669,864	3584,822
4	-15,82	281,96	0.1235	2065,135	1597,256	4767,972
5	-16,85	272,05	0.1537	2112,243	1525,517	5960,897
6	-17,9	262,14	0.1840	2162,323	1454,66	7164,084
7	-18,98	252,23	0.2143	2215,678	1384,698	8378,066
8	-20,1	242,32	0.2445	2272,658	1315,648	9603,437
9	-21,25	232,41	0.2748	2333,665	1247,525	10840,86



**Gambar 4.6.** Grafik perbandingan Bilangan Reynolds dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 90.073$  ( $kg/m^2s$ ) dan  $q/A = 8$  ( $kW/m^2$ )

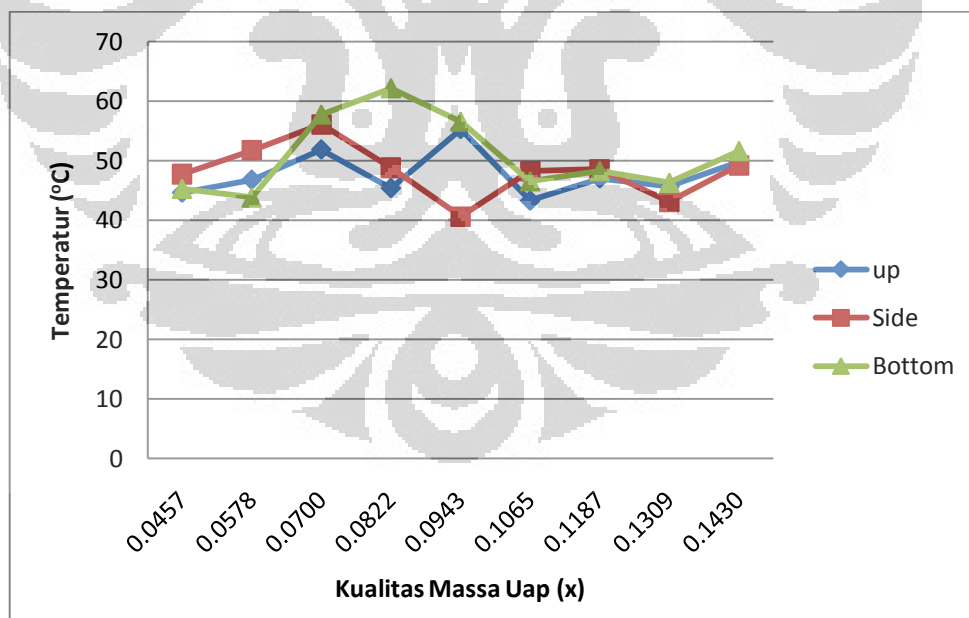
Pada grafik diatas terlihat bahwa aliran refrigeran sepanjang pipa adalah laminar. Pada titik masuk *test section* fluida sepenuhnya cair dan viskositas uapnya masih

nol. Seiring bertambahnya *heat flux*, viskositas uap menurun dan kualitas uapnya meningkat sehingga bilangan reynolds fasa gas bertambah.

4.4.1.4 Kondisi Mass Flux =  $242.192 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan Heat Flux =  $8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

**Tabel 4.14.** Kualitas Massa Uap dan Temperatur Dinding dalam pipa pada kondisi  $G = 242.192 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Posisi	$T_{SAT}$ °C	P test section kPa	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	$T_{in}$			Kualitas Masa Uap
					Atas °C	Samping °C	Bawah °C	
1	8,41	606,00	221,31	583,99	44,633	47,747	45,29	0.0457
2	7,61	592,00	219,25	583,13	46,79	51,733	43,819	0.0578
3	6,78	578,00	217,13	582,24	51,851	56,093	57,754	0.0700
4	5,94	564,00	214,99	581,34	45,394	48,812	62,16	0.0822
5	5,08	550,00	212,8	580,41	55,267	40,633	56,553	0.0943
6	4,21	536,00	210,6	579,47	43,292	48,236	46,554	0.1065
7	3,32	522,00	208,34	578,5	47,014	48,583	48,261	0.1187
8	2,41	508,00	206,05	577,51	45,665	43,072	46,295	0.1309
9	1,48	494,00	203,71	576,49	49,745	49,233	51,623	0.1430



**Gambar 4.7.** Grafik perbandingan Temperatur Dinding dalam pipa dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 242.192 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

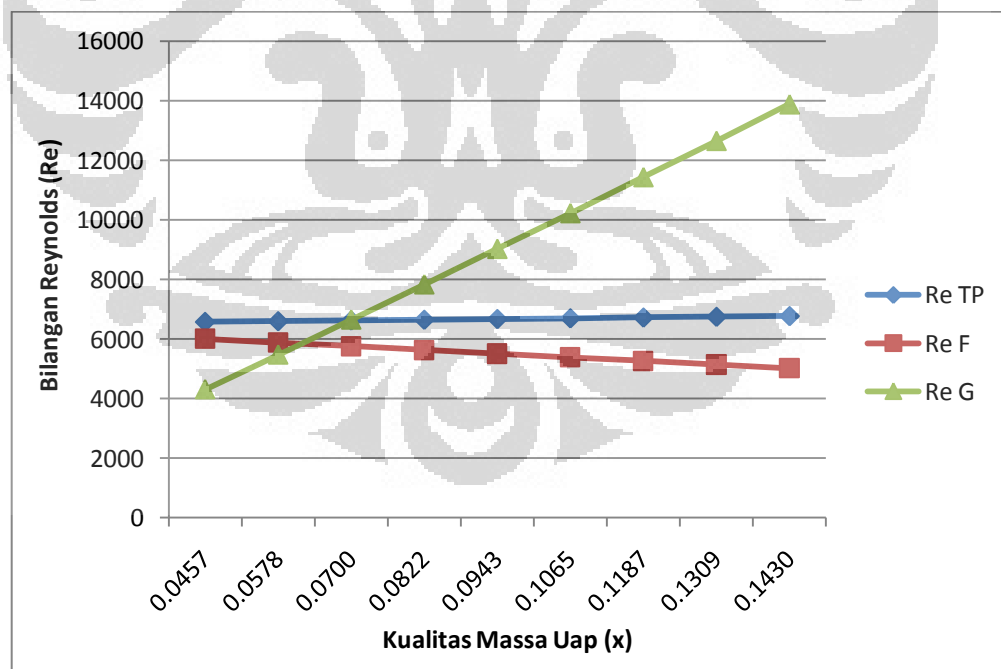
Pada grafik temperatur kondisi 4, temperatur masuk refrigeran ke *test section* sudah tinggi. Dengan *heat flux* yang sama dengan kondisi 3, perubahan



temperatur tetap stabil karena *mass flux* yang diberikan paling tinggi dibandingkan 3 kondisi sebelumnya. Fluktuasi temperatur pada titik samping, bawah dan atas lebih stabil dibanding dua kondisi sebelumnya dikarenakan *mass flux* sebanding dengan *heat flux* yang digunakan untuk evaporasi.

**Tabel 4.15.** Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds pada kondisi  $G = 242.192$  ( $kg/m^2s$ ) dan  $q/A = 8$  ( $kW/m^2$ )

Posisi	$T_{SAT}$	P test section	Kualitas Massa Uap	ReTP	Ref	Reg
	$^{\circ}C$	kPa				
1	8,41	606,00	0.0457	6578,158	6010,263	4309,015
2	7,61	592,00	0.0578	6602,254	5884,42	5475,635
3	6,78	578,00	0.0700	6626,553	5759,397	6650,27
4	5,94	564,00	0.0822	6651,04	5635,188	7833,147
5	5,08	550,00	0.0943	6675,697	5511,791	9024,507
6	4,21	536,00	0.1065	6700,505	5389,2	10224,61
7	3,32	522,00	0.1187	6725,441	5267,413	11433,73
8	2,41	508,00	0.1309	6750,478	5146,422	12652,16
9	1,48	494,00	0.1430	6775,587	5026,224	13880,24



**Gambar 4.8.** Grafik perbandingan Bilangan Reynolds dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 242.192$  ( $kg/m^2s$ ) dan  $q/A = 8$  ( $kW/m^2$ )

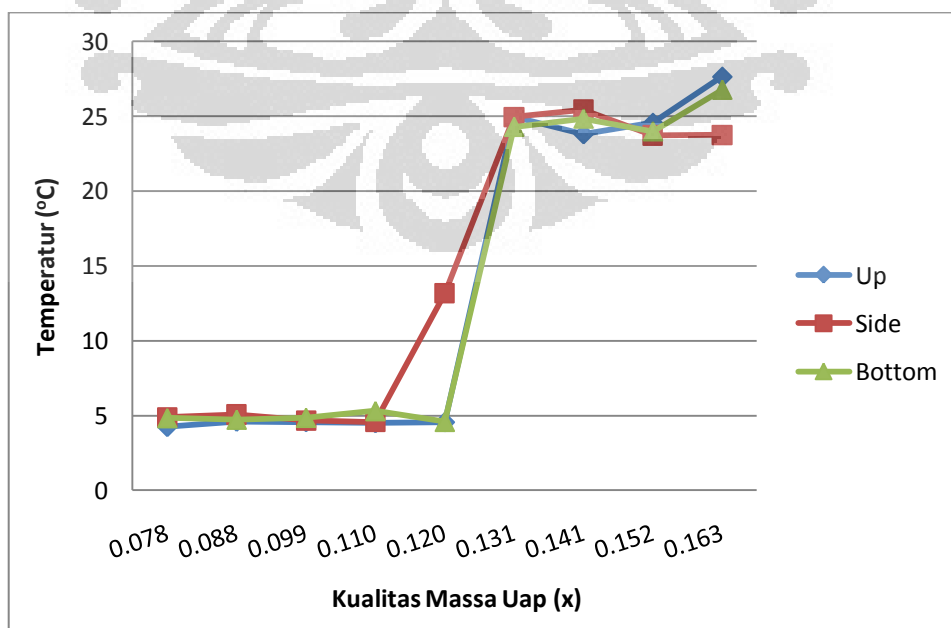
Pada grafik bilangan Reynolds untuk kondisi 4, pada saat refrigeran masuk *test section* terlihat bilangan Reynolds gas berada dibawah bilangan Reynolds fluida dan dua fasa. Hal ini disebabkan viskositas gas saat masuk sangat rendah dan kualitas uapnya tinggi dibanding 3 kondisi sebelumnya. Hal ini menunjukkan fraksi uap dalam refrigeran sangat rendah dan refrigeran mempunyai fasa sepenuhnya cair.

#### 4.2.2. Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynold Iso-Butane (R600A)

4.4.2.1 Kondisi Mass Flux =  $198,1604 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan Heat Flux =  $1 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

**Tabel 4.16.** Kualitas Massa Uap dan Temperatur Dinding dalam pipa pada kondisi  $G = 198.1604 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 1 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Posisi	T <sub>SAT</sub> °C	P test section kPa	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	T <sub>in</sub>			Kualitas Massa Uap
					Atas °C	Samping °C	Bawah °C	
1	-9,94	108,09	177,53	541,01	4,245	4,882	4,835	0.078
2	-11,32	102,43	174,45	539,17	4,597	5,062	4,734	0.088
3	-12,77	96,76	171,23	537,23	4,569	4,672	4,861	0.099
4	-14,28	91,10	167,88	535,22	4,501	4,57	5,302	0.110
5	-15,87	85,44	164,37	533,1	4,56	13,149	4,587	0.120
6	-17,55	79,78	160,67	530,86	24,929	24,938	24,279	0.131
7	-19,32	74,12	156,79	528,51	23,789	25,423	24,831	0.141
8	-21,2	68,46	152,68	526,02	24,54	23,706	23,982	0.152
9	-49,08	17,54	93,655	489,66	27,621	23,739	26,755	0.163

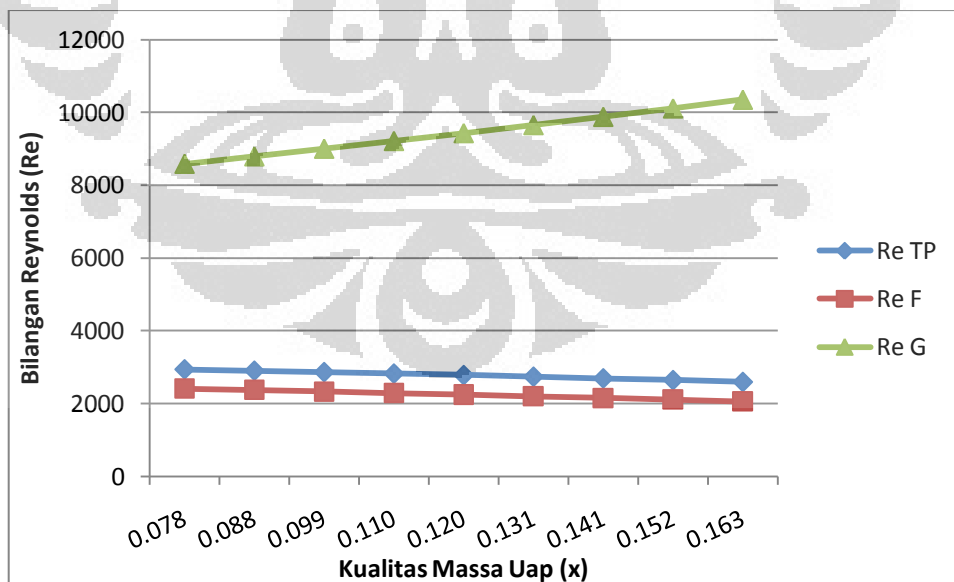


**Gambar 4.9.** Grafik perbandingan Temperatur Dinding dalam pipa dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 198.1604 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 1 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Pada grafik temperatur diatas, terlihat kenaikan signifikan temperatur yang disebabkan terjadinya *dry out*. Pada kualitas massa selanjutnya, temperatur tetap tinggi sebagai akibat perubahan fasa secara drastis.

**Tabel 4.17.** Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds pada kondisi  $G = 198.1604 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 1 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Posisi	$T_{SAT}$	P test section	Kualitas Massa Uap	ReTP	Reg	Ref
	$^{\circ}\text{C}$	kPa				
1	-9,94	108,09	0.078	2940,0296	8588,7689	2412,0075
2	-11,32	102,43	0.088	2902,8622	8794,7393	2371,789
3	-12,77	96,76	0.099	2864,2909	9004,155	2330,6879
4	-14,28	91,10	0.110	2824,1946	9217,3344	2288,6192
5	-15,87	85,44	0.120	2782,4341	9434,6469	2245,4852
6	-17,55	79,78	0.131	2738,8487	9656,5252	2201,1722
7	-19,32	74,12	0.141	2693,2506	9883,4811	2155,5472
8	-21,2	68,46	0.152	2645,4184	10116,126	2108,4527
9	-49,08	17,54	0.163	2595,0887	10355,2	2059,7007



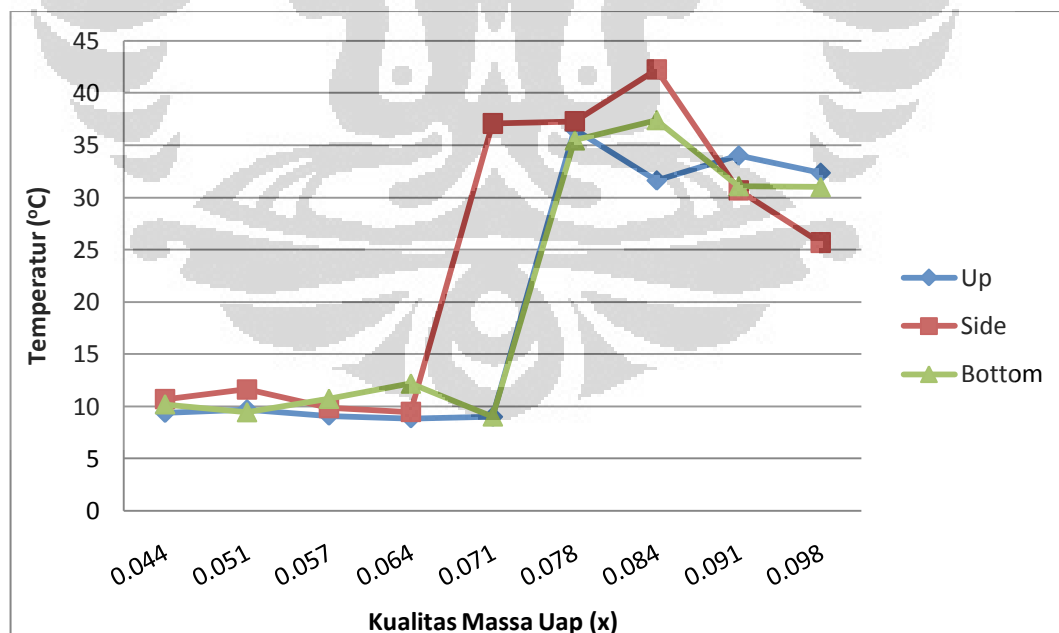
**Gambar 4.10.** Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 198.1604 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 1 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Pada grafik Bilangan Reynolds diatas, terlihat bahwa refrigeran masuk ke dalam *test section* dalam kondisi dua fasa. Sudah ada uap yang terbentuk dan viskositasnya besar. Pertambahan Bilangan Reynolds tidak signifikan karena perubahan viskositasnya tidak signifikan.

4.4.2.2 Kondisi Mass Flux =  $169,851 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan Heat Flux =  $3 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

**Tabel 4.18.** Kualitas Massa Uap dan Temperatur Dinding dalam pipa pada kondisi  $G = 169.851 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 3 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Posisi	$T_{SAT}$ °C	P test section kPa	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Tin			Kualitas Massa Uap
					Atas	Samping	Bawah	
					°C	°C	°C	
1	1,45	164,32	203,32	556,28	9,361	10,677	10,199	0.044
2	-0,41	153,84	199,06	553,79	9,696	11,619	9,442	0.051
3	-2,38	143,36	194,57	551,14	9,096	9,843	10,722	0.057
4	-4,46	132,88	189,85	548,35	8,842	9,463	12,179	0.064
5	-6,67	122,40	184,86	545,39	8,985	37,076	9,037	0.071
6	-9,03	111,92	179,57	542,23	36,51	37,294	35,461	0.078
7	-11,57	101,44	173,89	538,83	31,629	42,249	37,406	0.084
8	-14,32	90,96	167,79	535,16	34,019	30,682	31,084	0.091
9	-17,34	80,48	161,13	531,14	32,362	25,683	30,986	0.098

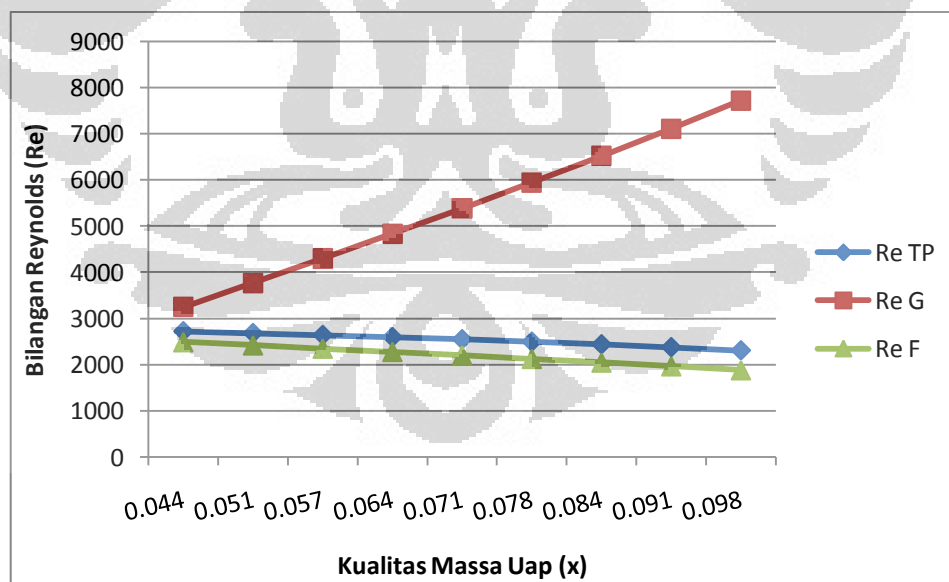


**Gambar 4.11.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding dalam pipa dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 169.851 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 3 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Pada grafik diatas, diduga terjadi kekosongan refrigeran pada titik tertentu dimana *thermocouple* tepat berada pada titik tersebut. Hal ini menyebabkan temperatur pada titik tersebut meningkat drastis kemudian turun kembali secara perlahan. Kekosongan refrigeran ini disebabkan penguapan pada area tertentu di permukaan pipa dan tidak merata.

**Tabel 4.19.** Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds pada kondisi  $G = 169.851 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 3 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Posisi	$T_{SAT}$	P test section	Kualitas Massa Uap	ReTP	Reg	Ref
	$^{\circ}\text{C}$	kPa				
1	1,45	164,32	0.044	2718,461	3248,11	2488,631
2	-0,41	153,84	0.051	2679,587	3768,156	2419,264
3	-2,38	143,36	0.057	2637,972	4296,633	2348,632
4	-4,46	132,88	0.064	2593,273	4834,494	2276,525
5	-6,67	122,40	0.071	2545,073	5382,911	2202,686
6	-9,03	111,92	0.078	2492,861	5943,345	2126,798
7	-11,57	101,44	0.084	2435,995	6517,656	2048,453
8	-14,32	90,96	0.091	2373,65	7108,268	1967,127
9	-17,34	80,48	0.098	2304,744	7718,439	1882,117



**Gambar 4.12.** Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 169.851 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 3 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

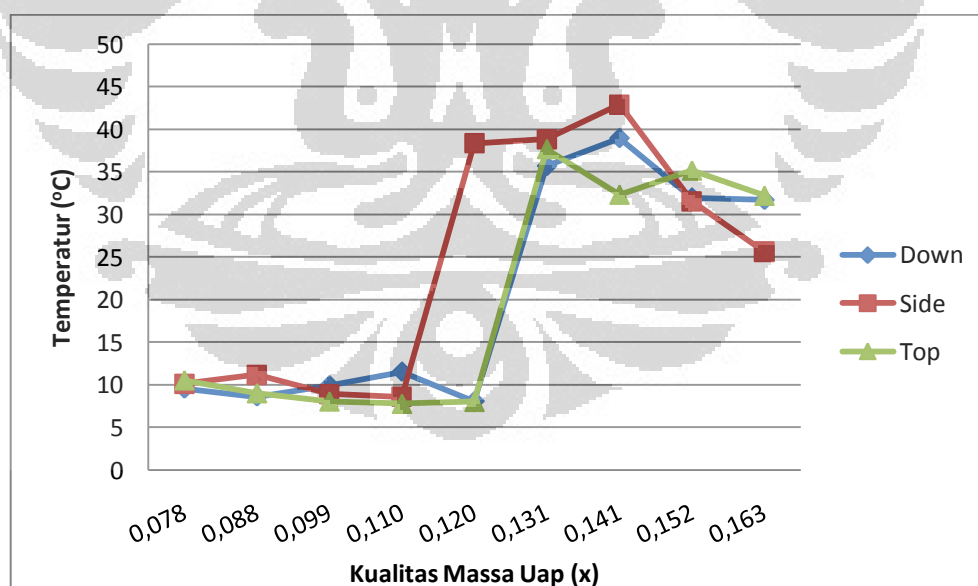
Grafik Bilangan reynods (merah) diatas menunjukkan adanya uap yang terkandung dalam refrigeran pada saat refrigeran masuk kedalam *test section*.

Dapat dilihat dari grafik Bilangan reynolds untuk fasa gas berada diatas grafik bilangan reynolds fasa cair maupun dua fasa.

$$4.4.2.3 \text{ Mass Flux} = 141,543 \left( \frac{kg}{m^2s} \right) \text{ dan Heat Flux} = 4 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$$

**Tabel 4.20.** Kualitas Massa Uap dan Temperatur Dinding dalam pipa pada kondisi  $G = 141.543 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 4 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Posisi	$T_{SAT}$ °C	P test section kPa	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Tin			Kualitas Massa Uap
					Atas °C	Samping °C	Bawah °C	
1	-3,38	138,23	192,3	549,8	10,54	10,113	9,52	0,078
2	-4,98	130,35	188,68	547,65	9,026	11,18	8,601	0,088
3	-6,65	122,47	184,91	545,42	8,057	8,925	9,899	0,099
4	-8,41	114,59	180,95	543,06	7,79	8,587	11,503	0,110
5	-10,27	106,71	176,79	540,57	8,006	38,357	8,046	0,120
6	-12,23	98,83	172,43	537,95	37,69	38,837	35,675	0,131
7	-14,32	90,96	167,79	535,16	32,331	42,884	38,951	0,141
8	-16,56	83,08	162,85	532,18	35,163	31,534	31,957	0,152
9	-18,97	75,20	157,55	528,97	32,207	25,633	31,68	0,163

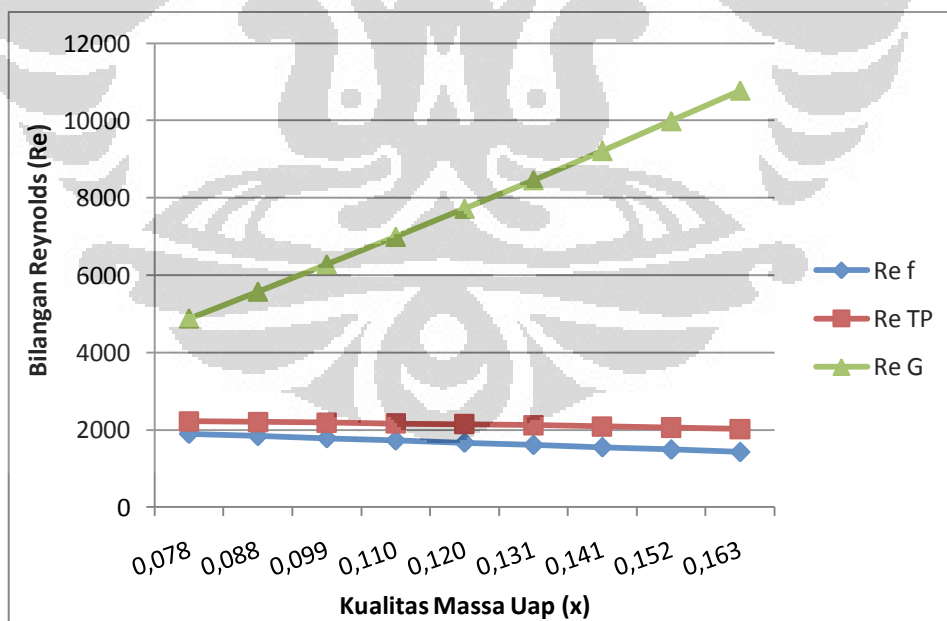


**Gambar 4.13.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding dalam pipa dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 141.543 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$

Pada grafik diatas, perubahan temperatur terjadi secara signifikan di titik tertentu sebagai akibat adanya penguapan lokal yang terjadi secara tiba-tiba. Penguapan ini merubah fasa cair menjadi gas secara cepat dan mengakibatkan suhu dinding dalam pipa meningkat. Setelah itu, uap tersebut tercampur refrigeran kembali sehingga temperatur dalam pipa turun secara perlahan.

**Tabel 4.21.** Kualitas Massa Uap dan Bilangan Reynolds pada kondisi  $G = 141.543 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 4 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

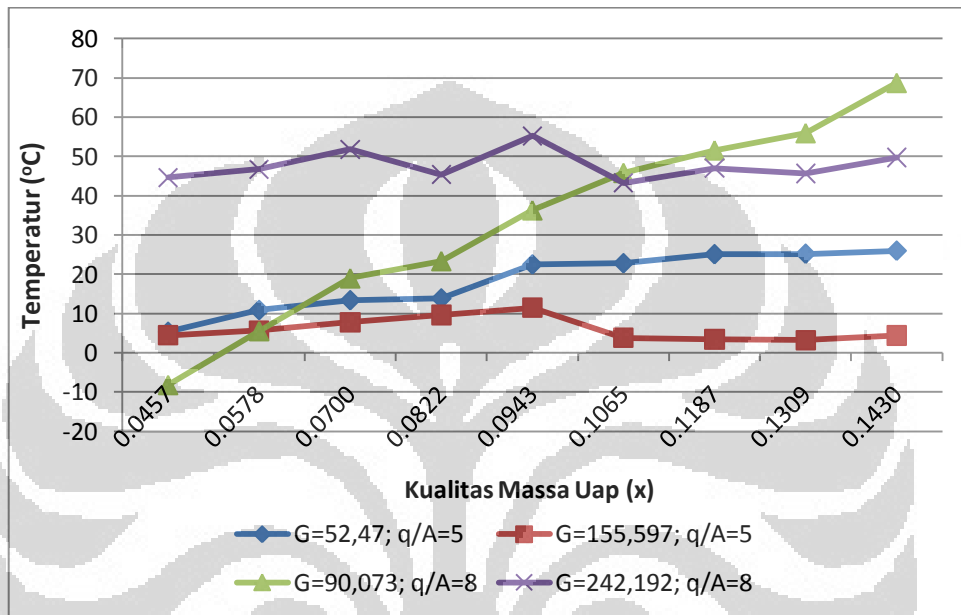
Posisi	$T_{SAT}$	P test section	Kualitas Massa Uap	ReTP	Reg	Ref
	$^{\circ}\text{C}$	kPa				
1	-3,38	138,23	0,078	2219,637	4875,808	1892,641
2	-4,98	130,35	0,088	2203,447	5570,388	1836,572
3	-6,65	122,47	0,099	2185,472	6274,678	1780,11
4	-8,41	114,59	0,110	2165,487	6989,650	1723,168
5	-10,27	106,71	0,120	2143,226	7716,469	1665,637
6	-12,23	98,83	0,131	2118,368	8456,543	1607,387
7	-14,32	90,96	0,141	2090,524	9211,608	1548,256
8	-16,56	83,08	0,152	2059,213	9983,833	1488,042
9	-18,97	75,20	0,163	2023,828	10775,995	1426,483



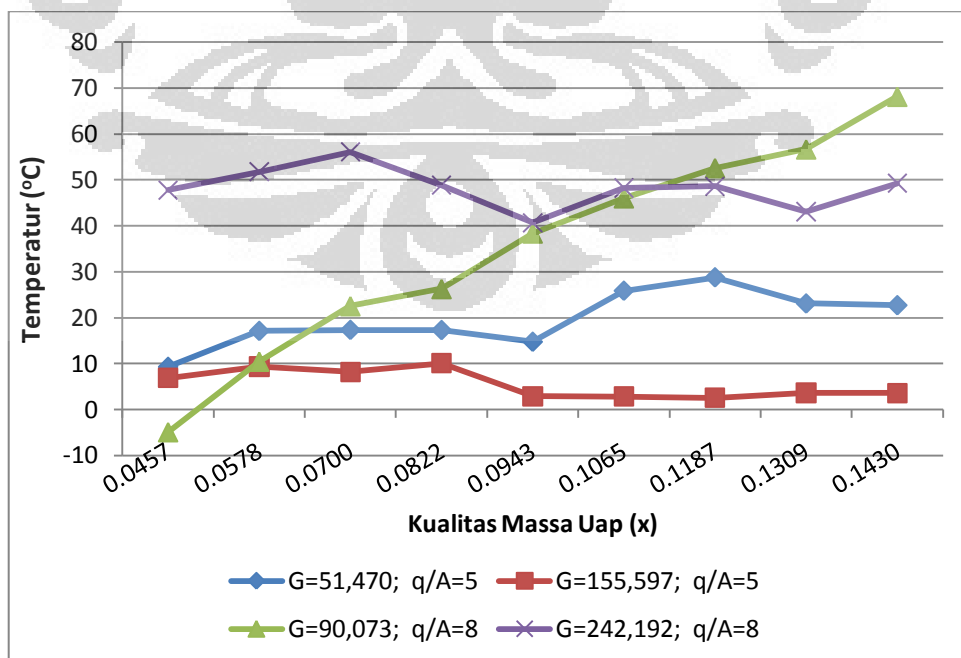
**Gambar 4.14.** Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds dengan kualitas massa uap pada kondisi  $G = 141.543 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 4 \text{ (kW/m}^2\text{)}$

Pada grafik diatas, Grafik Bilangan Reynolds gas berada diatas grafik Bilangan Reynolds cair dan dua fasa. Hal ini menunjukkan pada saat memasuki *test section* refrigeran sudah berupa campuran cair dan gas. Dengan kata lain sudah terjadi penguapan saat refrigeran masuk ke dalam *test section*.

Perbandingan perubahan temperatur dinding dalam untuk masing-masing titik dapat dilihat pada grafik dibawah ini. Untuk Refrigeran R-290 grafik perbandingan temperatur dalamnya sebagai berikut,

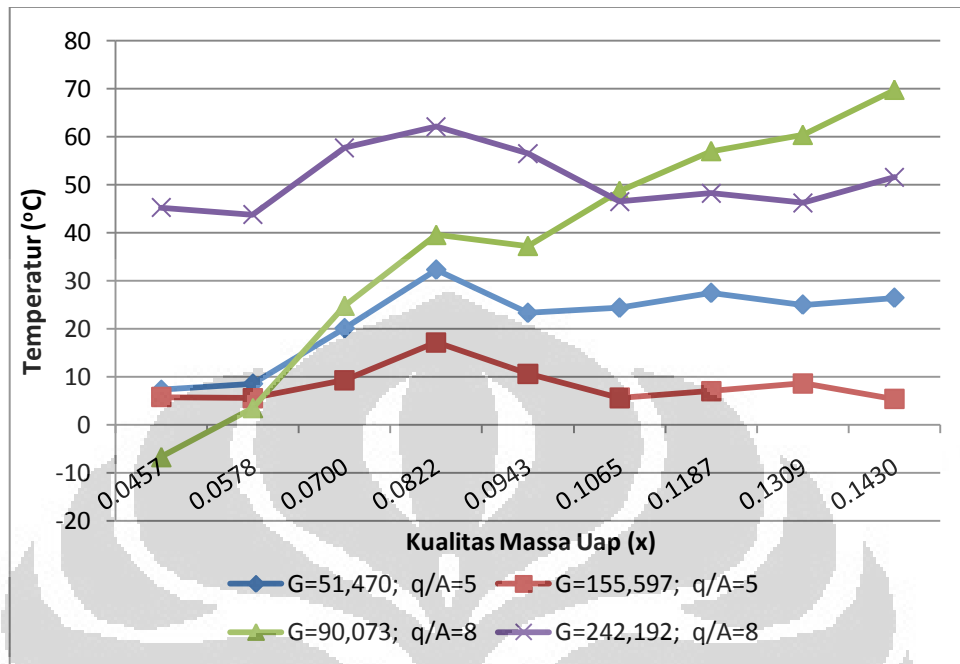


**Gambar 4.15.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding Dalam pada Titik Atas untuk empat kondisi pengujian R-290





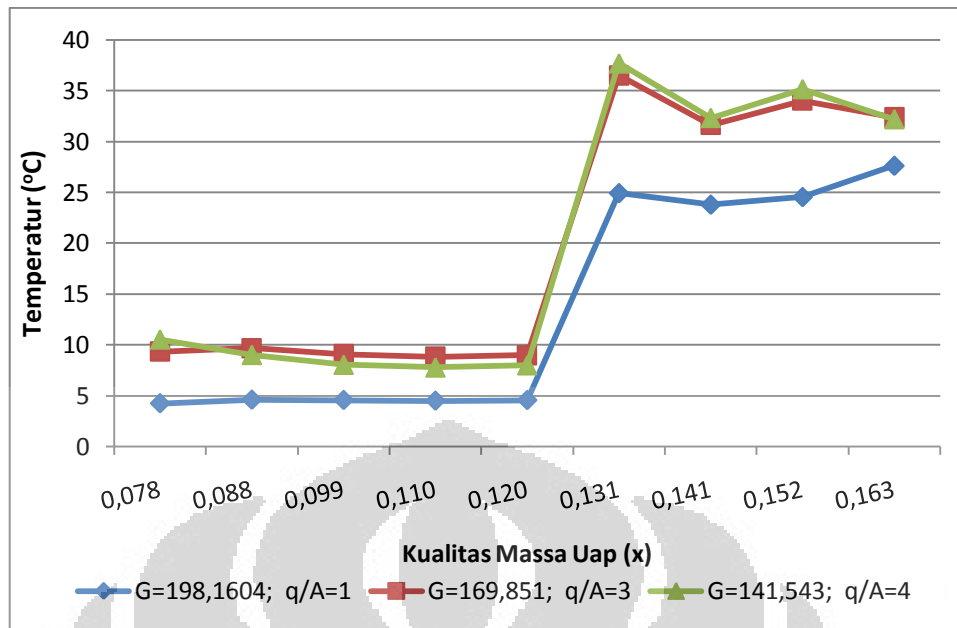
**Gambar 4.16.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding Dalam pada Titik Samping untuk empat kondisi pengujian R-290



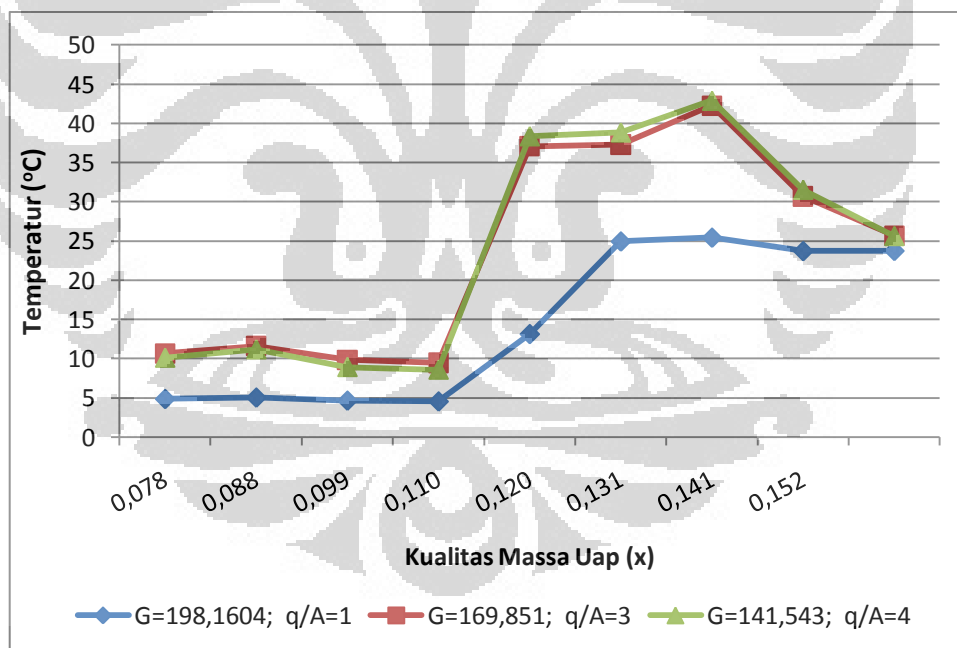
**Gambar 4.17.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding Dalam pada Titik Bawah untuk empat kondisi pengujian R-290

Pada ketiga grafik perbandingan Temperatur Dinding dalam diatas, dapat terlihat bahwa untuk kondisi  $G = 90,073 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  dan  $q/A = 8 \left( \frac{kW}{m^2} \right)$  mempunyai grafik temperatur yang mengalami kenaikan lebih signifikan dibanding ketiga kondisi pengujian yang lain. Hal ini menunjukkan proses evaporasi berlangsung lebih cepat dan refrigeran mengalami perubahan fasa menjadi uap lebih cepat. *Mass flux* yang masuk ke dalam *test section* dapat dirubah fasanya secara kontinu oleh *heat flux* sehingga kenaikan temperaturnya lebih cepat dibandingkan ketiga kondisi pengujian lainnya. Fluida mengalami perubahan fasa secara merata sehingga tiap titik (atas, bawah, samping) temperaturnya mengalami tren kenaikan yang sama.

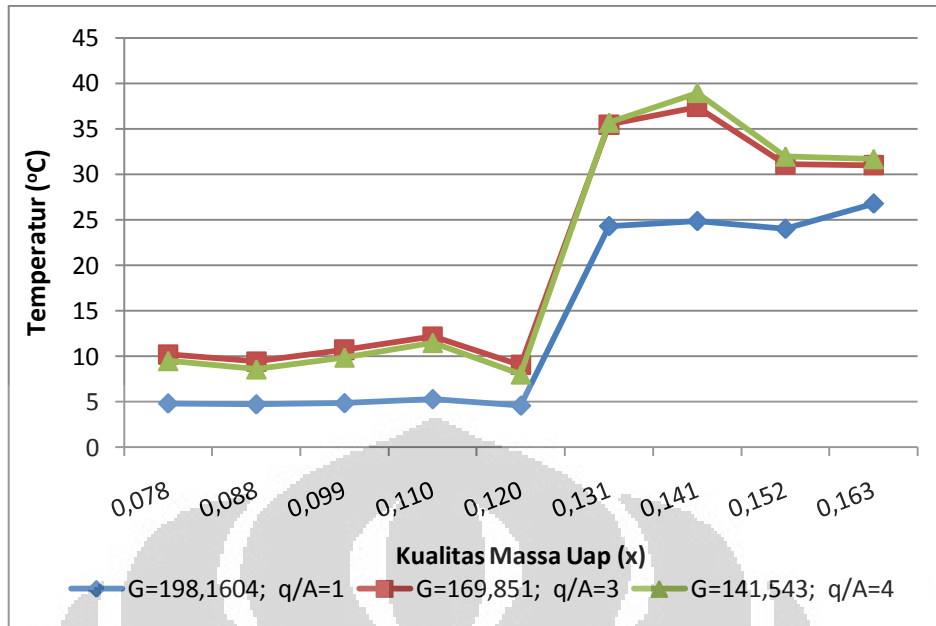
Sedangkan perbandingan temperatur masing-masing titik untuk R-600a dapat dilihat pada grafik berikut,



**Gambar 4.18.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding Dalam pada Titik Atas untuk empat kondisi pengujian R-600a



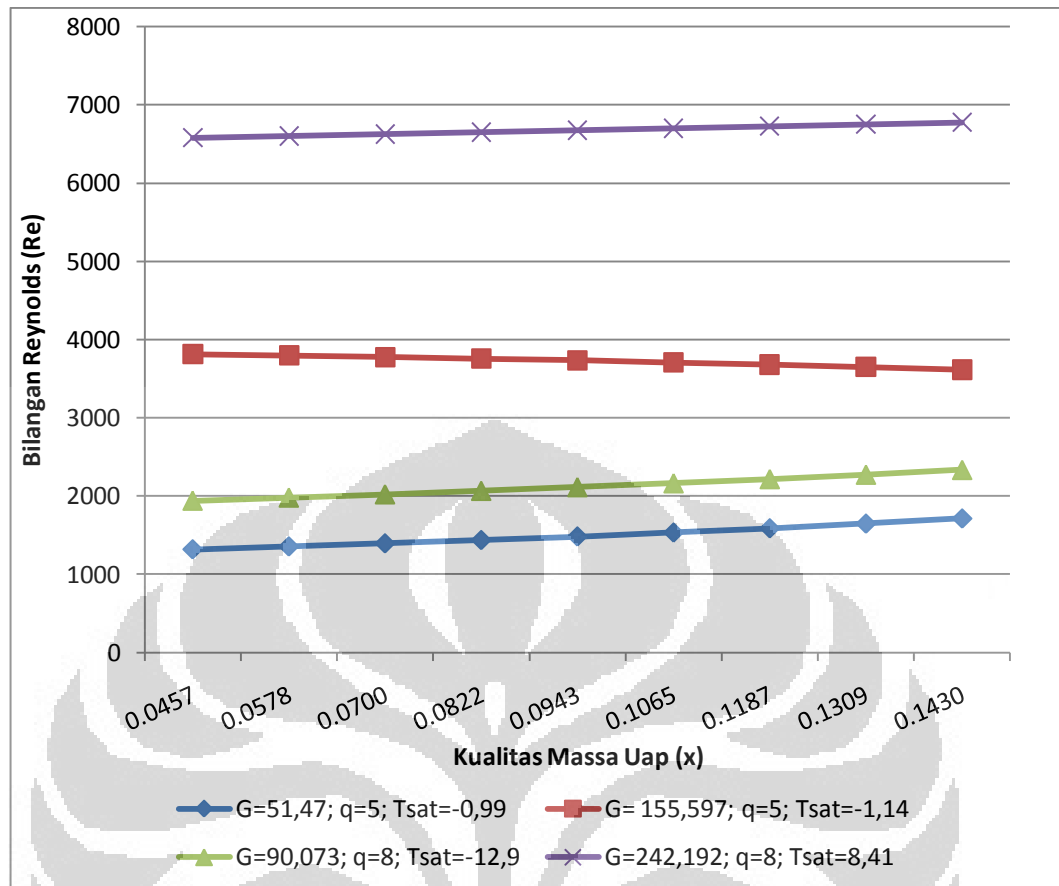
**Gambar 4.19.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding Dalam pada Titik Samping untuk empat kondisi pengujian R-600a



**Gambar 4.20.** Grafik Perbandingan Temperatur Dinding Dalam pada Titik Bawah untuk empat kondisi pengujian R-600a

Pada ketiga grafik perbandingan temperatur dinding dalam diatas, terlihat bahwa pada kondisi *heat flux* yang terkecil,  $G = 198.1604 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$  dan  $q/A = 1 \text{ (kW/m}^2\text{)}$ , temperatur dinding dalam pipa di ketiga posisi (atas, samping, bawah) mempunyai nilai terendah. Kenaikan temperaturnya pun cenderung lebih kecil dibandingkan kedua kondisi yang lain. Dengan kondisi *mass flux* terbesar dan *heat flux* terkecil, maka dibutuhkan waktu yang lebih lama untuk menaikkan temperatur. Pada ketiga kondisi pengujian R-600a ini, terjadi lonjakan temperatur di titik yang sama. Hal ini diduga disebabkan adanya proses penguapan secara tiba-tiba pada titik tertentu pada *test section* dan setela itu penguapan berjalan normal dan merata kembali. Setelah dialiri refrigeran, perubahan temperatur kembali stabil tetapi nilai temperaturnya sudah tinggi.

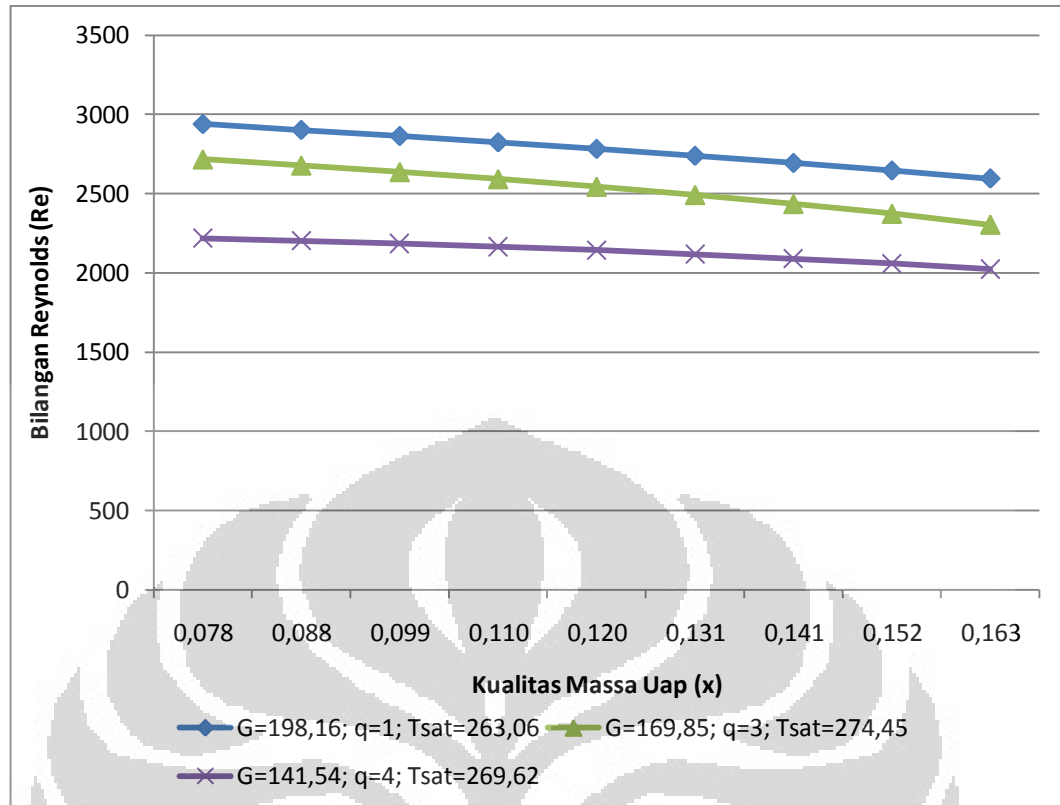
Jika grafik  $Re$  dua fasa ( $Re_{TP}$ ) digabungkan untuk beberapa kondisi refrigeran propana (R290), maka akan terlihat sebagai berikut:



**Gambar 4.21.** Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds Dua Fasa pada empat kondisi pengujian R-290

Dari Grafik perbandingan bilangan Reynolds Dua fasa diatas, terlihat bahwa Bilangan Reynolds dua fasa cenderung mengalami kenaikan. Hanya pada kondisi  $G = 155,597 \left( \frac{kg}{m^2s} \right)$  saja Bilangan Reynoldnya mengalami penurunan. Hal ini disebabkan kenaikan viskositas pada kondisi ini lebih besar dibanding ketiga kondisi lainnya. Sehingga dengan *mass flux* tetap, bilangan reynoldnya menjadi turun.

Sedangkan pada refrigeran R-600a, perbandingan Bilangan Reynolds Dua-Fasanya tampak pada grafik dibawah,



**Gambar 4.22.** Grafik Perbandingan Bilangan Reynolds Dua Fasa pada tiga kondisi pengujian R-600a

Pada Grafik Bilangan Reynolds Dua-Fasa R600a diatas terlihat bahwa, Bilangan Reynolds Dua fasa untuk ketiga kondisi percobaan mengalami penurunan. Hal ini disebabkan evaporasi yang berlangsung cenderung lebih lambat sehingga massa uap yang terjadi pun sedikit. Viskositas Dua fasa (rata-rata) menurun dan mengakibatkan Bilangan Reynolds turun pada kondisi massa uap tertentu.

## BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan data yang diperoleh dari pengujian dan di analisa dengan menggunakan beberapa persamaan, maka dapat ditarik kesimpulan yaitu sebagai berikut:

1. Dalam penelitian ini, perubahan Bilangan Reynolds lebih disebabkan besarnya *mass flux*. Perubahan nilai viskositas tidak banyak mempengaruhi perubahan Bilangan Reynolds.
2. Semakin besar *heat flux* yang diberikan maka perubahan temperatur dinding dalam *test section* semakin besar.
3. Semakin besar *heat flux*, maka semakin besar perubahan Bilangan Reynolds fasa gas nya.

## 5.2 Saran

Berikut ini merupakan beberapa saran untuk pengembangan alat uji aliran dua fasa kanal mini horizontal yang telah dilakukan, yaitu:

1. Alat uji dibuat menjadi sistem tertutup agar dapat lebih mudah membuat variasi kondisi pengujian.
2. Variasi *heat flux* diusahakan tidak terlalu tinggi mengingat proses evaporasi pada kanal mini berlangsung lebih cepat daripada proses evaporasi pada kanal konvensional. Dengan demikian karakteristik refrigeran akan dapat terlihat lebih detail.
3. Pemakaian pompa refrigeran akan mengurangi *pressure drop* yang terjadi diantara tabung refrigeran sampai *test section*.

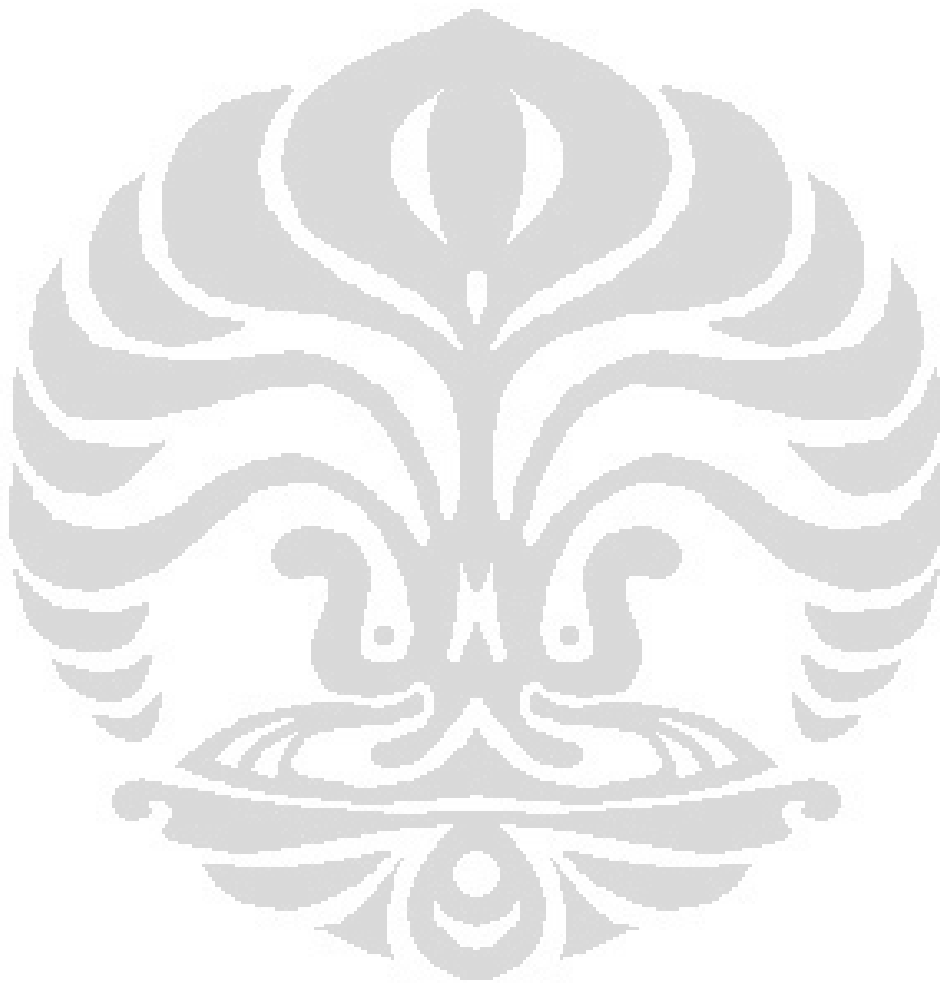


## DAFTAR REFERENSI

- A.S. Pamitran, Kwang-II Choi, Jong-Taek Oh, Hoo-Kyu Oh. (2007). Forced convective boiling heat transfer of R-410A in horizontal minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 30, 155-165.
- Cengel, Y. A. (2003) *Heat Transfer: A Practical Approach* (2<sup>nd</sup> ed). United States of America : McGraw-Hill.
- Collier, J. G., & Thome, J. R., (1994). *Convective Boiling and Condensation* (3rd ed.). United Kingdom: Oxford University Press.
- Ghiaasiaan, M.S., (2008). *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation* Georgia Institute of Technology.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th ed.). United States of America: John Wiley & Sons.
- Kwang-II Choi, A.S. Pamitran, Jong-Taek Oh. (2007). Two-phase Flow Heat Transfer of CO<sub>2</sub> vaporization in horizontal smooth minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 23, 767-777.
- Kwang-II Choi, A.S. Pamitran, Chun-Young Oh, Jong-Taek Oh. (2007). Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO<sub>2</sub> in horizontal smooth minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 30, 1336-1346.
- L.S.Tong, Y.S.Tang. (2007). *Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow*. United States of America: Taylor & Francis.



W. Zhang, T. Hibiki, K. Mishima. (2004). Correlation for flow boiling heat transfer in mini-Channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 5749-5763.



clear all

clc

## %DAFTAR SIMBOL

%Do = diameter luar (m)

%Di = diameter dalam (m)

%Zsc = panjang subcooled (m)

%Tin = temperatur masuk test section (C)

%Tsat = temperatur saturasi (C)

%Pin = tekanan masuk test section (kpa)

%Psat = tekanan saturasi (kpa)

%Pout = tekanan keluar (kpa)

%Pcrt = tekanan critical fluid(kpa)

%Tuo = temperatur atas dinding luar test section (C)

%Tso = temperatur samping dinding luar test section (C)

%Tbo = temperatur bawah dinding luar test section (C)

%Tui = temperatur atas dinding dalam test section (C)

%Tsi = temperatur samping dinding dalam test section (C)

%Tbi = temperatur bawah dinding dalam test section (C)

%Tmi = temperatur rata-rata dinding dalam test section (C)

%xIn = kualitas massa uap masuk test section

%xOut = kualitas massa uap keluar test section

%xZ = kualitas massa uap pada titik Z

%L = panjang pipa test section (m)

%iF = entalpi fluida pada saturasi liquid (kj/kg)

%iG = entalpi pada saturasi gas (kj/kg)

%iFG = entalpi saturasi liquid dikurang entalpi saturasi gas( kj/kg)

%iFin = entalpi fluida pada temperatur inlet dan tekanan inlet(kj/kg)

%iDelta = heat flux dibagi dengan laju aliran massa (kj/kg)

%G = flux massa (kg/m<sup>2</sup>s)

%Mr = massa molekul relatif (kg/kmol)

%q = heat flux (W/m<sup>2</sup>)  
 %h = heat transfer koefisien (W/m<sup>2</sup>.K)  
 %Re = Bilangan reynold  
 %K = konduktivitas termal solid(stainless steel 316) (W/m.K)  
 %MiuF = viskositas dinamik liquid (Pa.s)  
 %MiuG = viskositas dinamik gas (Pa.s)  
 %Ai = Luas melintang bagian dalam test section(m<sup>2</sup>)  
 %As = Luas selimut bagian dalam test section(m<sup>2</sup>)  
 %z = jarak titik dari sisi masukan test section (m)  
 %vF = volume spesifik liquid (m<sup>3</sup>/kg)  
 %vG = volume spesifik gas(m<sup>3</sup>/kg)  
 %W = mass flow (kg/s)  
 %MFf = Multiplier two phase friction factor fasa liquid  
 %MFg = Multiplier two phase friction factor fasa gas

%KONDISI

```

fluid='propane';
Pdaya=input('Daya=');
Tin=input('Temperatur Masuk=');
Pin=input('Tekanan Masuk=');
Pout=input('Tekanan Keluar=');
W=input('mass flow=');
Tuo=input('Temperatur Atas Luar=');
Tso=input('Temperatur Samping Luar=');
Tbo=input('Temperatur Bawah Luar=');
Di=0.003;
Do=0.005;
L=1;
K=13.4;
Mr=44.096;
Pcrt=4251.2;
Ai=0.25*pi*(Di^2);
  
```

$$A_s = \pi \cdot D_i \cdot L;$$

$$q = P_{\text{daya}} / A_s;$$

$$G = W / A_i;$$

%tempetarur dalam pipa

for n=1:9;

$$T_{ui}(n) = T_{uo}(n) - ((P_{\text{daya}} \cdot \log(D_o/D_i)) / (2 \cdot \pi \cdot K \cdot L));$$

$$T_{si}(n) = T_{so}(n) - ((P_{\text{daya}} \cdot \log(D_o/D_i)) / (2 \cdot \pi \cdot K \cdot L));$$

$$T_{bi}(n) = T_{bo}(n) - ((P_{\text{daya}} \cdot \log(D_o/D_i)) / (2 \cdot \pi \cdot K \cdot L));$$

$$T_{mi}(n) = (T_{ui}(n) + 2 \cdot T_{si}(n) + T_{bi}(n)) / 4;$$

end

%properti di tiap titik percobaan

$$z = 0.1:0.1:0.9;$$

$$P_z = 1:9;$$

for n=1:9;

$$P_z(n) = (z(n) \cdot (P_{\text{out}} - P_{\text{in}})) + P_{\text{in}};$$

$$T_{\text{sat}}(n) = \text{refpropm}('T', 'P', P_z(n), 'Q', 0, \text{fluid});$$

$$\text{MiuF}(n) = \text{refpropm}('V', 'P', P_z(n), 'Q', 0, \text{fluid});$$

$$\text{MiuG}(n) = \text{refpropm}('V', 'P', P_z(n), 'Q', 1, \text{fluid});$$

$$k_F(n) = \text{refpropm}('L', 'P', P_z(n), 'Q', 0, \text{fluid});$$

$$C_{\text{pf}}(n) = \text{refpropm}('C', 'P', P_z(n), 'Q', 0, \text{fluid});$$

$$i_{\text{Fttk}}(n) = \text{refpropm}('H', 'P', P_z(n), 'Q', 0, \text{fluid});$$

$$i_{\text{Gttk}}(n) = \text{refpropm}('H', 'P', P_z(n), 'Q', 1, \text{fluid});$$

$$i_{\text{FGttk}}(n) = i_{\text{Gttk}}(n) - i_{\text{Fttk}}(n);$$

```

rhof(n)=refpropm('D','P',Pz(n),'Q', 0,fluid);
rhog(n)=refpropm('D','P',Pz(n),'Q', 1,fluid);

PrndltF(n)=(MiuF(n)*Cpf(n))/kF(n);

hu(n)=q/(Tui(n)-Tsat(n));
hs(n)=q/(Tsi(n)-Tsat(n));
hb(n)=q/(Tbi(n)-Tsat(n));

%h percobaan
hTPcb(n)=(hu(n)+ (2*hs(n))+hb(n))/4;

%h nucleat boiling Cooper
hNB(n)=55*(Pz(n)/Pcrt)^0.12*(-0.4343*log(Pz(n)/Pcrt))^(0.55)*...;
Mr^(-0.5)*q^0.67;

end

%panjang subcooled
iFin=refpropm('H','T',Tin,'Q',0,fluid);
iF=refpropm('H','P', Pin,'Q', 0,fluid);
iG=refpropm('H','P', Pin,'Q', 1,fluid);
iFG=iG-iF;

iDelta=Pdaya/W;
Zsc=L*(iF-iFin)/iDelta;
xKel=(iDelta+iFin-iF)/iFG;

if xKel > 1;
    xOut=1
elseif xKel<0
    xOut=0

```

```

else xOut=xKel
end

z=0.1:0.1:0.9;
xZ=1:9;
for n=1:9
    if z(n)<Zsc;
        xZ(n)=-1;
        fprintf('Pada z= %.3f m, masih kondisi subcooled.\n',z(n))
    else
        xZ(n)=xOut*((z(n)-Zsc)/(L-Zsc));
        fprintf('Pada z= %.3f m, x= %.3f\n', z(n), xZ(n))
    end
    ReF(n)=G*Di*(1-xZ(n))/MiuF(n);
    ReG(n)=G*Di*xZ(n)/MiuG(n);

    Miurata(n)=1/((xZ(n)/MiuG(n))+((1-xZ(n))/MiuF(n)));

    ReTP(n)=G*Di/Miurata(n);

    cHi(n)=Chisolm(ReF(n),ReG(n));

    fF(n)=Friction(ReF(n));
    fG(n)=Friction(ReG(n));

    vF(n)=1/refpropm('D','P',Pz(n),'Q',0,fluid);
    vG(n)=1/refpropm('D','P',Pz(n),'Q',1,fluid);

    xMarti(n)=((fF(n)/fG(n))*((1-xZ(n))/xZ(n))^2*(vF(n)/vG(n)))^0.5;

    MFf(n)=1+(cHi(n)/xMarti(n))+(1/xMarti(n)^2);

```

```
MFg(n)=1+(cHi(n)*xMarti(n))+xMarti(n)^2;
```

```
faktorF(n)=MFf(n)^0.444;
```

```
Fzhang(n)=0.64*(MFf(n)^0.5);
```

```
S(n)=1/(1+(0.00000253*ReTP(n)^1.17));
```

```
Szhang(n)=1/(1+(0.00000253*ReF(n)^1.17));
```

```
Bo(n)=q/(G*iFGttk(n));
```

```
FrF(n)=G^2/(rhof(n)^2*9.81*Di);
```

```
E(n)=1+(24000*Bo(n)^1.16)+(1.37*(1/xMarti(n))^0.86);
```

```
St(n)=1/(1+(1.15*10^(-6)*E(n)^2*ReF(n)^1.17));
```

```
end
```

```
for n=1:9
```

```
if Frf(n)<0.05
```

```
    Egw(n)=E(n)*Frf(n)^(0.1-(2*Frf(n)));
```

```
    Sgw(n)=St(n)*Frf(n)^0.5;
```

```
else
```

```
    Egw(n)=E(n);
```

```
    Sgw(n)=St(n);
```

```
end
```

```
end
```

```
%h konveksi paksa fluida cair
```

```
hLo=1:9;
```

```
for n=1:9
```

```
if ReF(n)<2300
```

```
    hLo(n)=4.36*kF(n)/Di;
```

```

elseif 3000<=ReF(n)<10000
    hLo(n)=((ReF(n)-1000)*PrndltF(n)*(fF(n)/2)*(kF(n)/Di))/(1+...;
    (12.7*(PrndltF(n)^(2/3)-1)*(fF(n)/2)));
elseif 10000<=ReF(n)<=5000000
    hLo(n)=(ReF(n)*PrndltF(n)*(fF(n)/2)*(kF(n)/Di))/(1+...;
    (12.7*(PrndltF(n)^(2/3)-1)*(fF(n)/2)));
elseif ReF(n)>5000000
    hLo(n)=0.023*Ref(n)^0.8*PrndltF(n)^0.4*(kF(n)/Di);
else
    hLo(n)=((ReF(n)-2300)*(((ReF(n)-
1000)*PrndltF(n)*(fF(n)/2)*(kF(n)/Di))/...;
    (1+(12.7*(PrndltF(n)^(2/3)-1)*(fF(n)/2)))-(4.36*kF(n)/Di))/700);
end
end

for n=1:9
    if faktorF(n)<1
        F(n)=1;
    else
        F(n)=faktorF(n);
    end

    %koralasi Chen
    hTPchen(n)=(F(n)*hLo(n)+(S(n)*hNB(n));

    %korelasi Gungor-Winterton
    hTPgw(n)=(Egw(n)*hLo(n)+(Sgw(n)*hNB(n));

    %Korelasi Zhang
    hTPzhang(n)=(Fzhang(n)*hLo(n)+(Szhang (n)*hNB(n));

```



end

