



**ANALISIS PERPINDAHAN KALOR PADA *HEAT EXCHANGER* PIPA  
GANDA DENGAN SIRIP BERBENTUK *DELTA WING***

**SKRIPSI**

**Diajukan dalam rangka Penyelesaian Studi Strata I untuk memperoleh  
Gelar Sarjana Teknik pada Universitas Negeri Semarang**

Oleh :

Nama : Muhammad Awwaluddin

NIM : 5250403034

Prodi : Teknik Mesin S1

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS NEGERI SEMARANG**

**2007**

## ABSTRAK

Muhammad Awwaluddin, 2007. Teknik Mesin S1, UNNES “*Analisis Perpindahan Kalor Pada Heat Exchanger Pipa Ganda dengan Sirip Berbentuk Delta Wing*”.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui koefisien perpindahan kalor total dengan melakukan variasi jumlah dan jarak sirip dan mengetahui seberapa besar penurunan tekanan yang terjadi pada variasi tersebut menggunakan analogi perpindahan kalor pada *heat exchanger* pipa ganda.

Spesimen yang digunakan dalam penelitian ini terbuat dari tembaga, *stainless steel*, aluminium sebagai *tube* yang dipasang sirip (*delta wing*) dengan jarak dan jumlah tertentu. Jarak sirip bervariasi 10 cm, 15 cm, 20 cm dan jumlah sirip bervariasi 4 dan 6 pada masing-masing *tube*. Spesimen tersebut dimasukkan dalam *Shell* kemudian diisolasi secara rapat untuk dilakukan pengujian. Air dingin dialirkan ke dalam *shell* dengan kecepatan tetap dan air panas dialirkan ke dalam *tube* dengan kecepatan tetap, ini dilakukan dalam jangka waktu 15 menit. Dengan mengukur perubahan suhu yang terjadi antara sisi masuk dan keluar *shell* dan *tube*, maka dapat dihitung koefisien perpindahan kalornya dan korelasi (persamaan) antara  $U$  vs jumlah sirip atau jarak sirip. Hasil eksperimen yang diperoleh kemudian dibandingkan dengan hasil teoritik.

Penelitian ini memberikan gambaran suatu hasil penelitian secara sistematis, dan faktual mengenai fenomena perubahan suhu di sisi *shell* dan *tube*, dan penurunan kecepatan pada saat dilakukan pengujian sehingga dapat diketahui pada variasi jumlah dan jarak berapa sirip *delta wing* paling efektif memberikan kontribusi. Data yang diperoleh dari eksperimen berupa penurunan tekanan, temperature masuk dan keluar pada sisi *shell* dan *tube*, debit fluida masuk pada sisi *shell* dan *tube*. Fenomena-fenomena yang didapat dalam penelitian digambarkan secara grafis untuk menggambarkan koefisien perpindahan kalor total.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa pengaruh variasi jarak dan jumlah sirip pada permukaan *tube* dapat meningkatkan koefisien perpindahan kalor dengan peningkatan 3% untuk variasi 4/10 terhadap 4/20 dan menaikkan penurunan tekanan.

**Kata kunci :** Koefisien perpindahan kalor, *heat exchanger*, *delta wing*, *shell* and *tube*.

## HALAMAN PENGESAHAN

Telah dipertahankan dihadapan sidang Panitia Ujian Skripsi Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang.

Pada Hari : Jum`at

Tanggal : 10 Agustus 2007

### Panitia Ujian

Ketua

**Drs. Suprpto, M.Pd**  
NIP. 131125645

Pembimbing I

**Dr. Ir. Suhanan, DEA**  
NIP. 131626448

Pembimbing II

**Samsudin Anis, ST. MT**  
NIP. 132303194

Sekretaris

**Basyirun, S.Pd, MT**  
NIP. 132094389

Anggota Penguji

**1. Dr. Ir. Suhanan, DEA**  
NIP. 131626448

**2. Samsudin Anis, ST. MT**  
NIP. 132303194

**3. Drs. Wirawan S, MT**  
NIP. 131876223

Mengetahui  
Dekan Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang

**Prof. Dr. Soesanto**  
NIP.130875753

## MOTTO DAN PERSEMBAHAN

### ← MOTTO ⇒

- ↪ Hidup adalah pilihan dan ketika kamu sudah memilih bertanggung jawablah atas pilihan kamu.
- ↪ Berusaha dan selalu berdoa dalam menggapai keinginan.
- ↪ Kegagalan adalah suatu pembelajaran untuk meraih kesuksesan
- ↪ Jangan sia-siakan ketika mendapat kesempatan, dan maksimalkan kesempatan itu untuk meraih kesuksesan dalam hal apapun.

### ← PERSEMBAHAN ⇒

Special thanks to ALLAH SWT, Nabi Muhammad SAW, Spesial juga buat orang tuaku Bapak Drs. H. Muchroni, Ibu Hj. Zuhrotun, Ba. Kakakku Yuli A.CH, Adikku Rois, Alida, Fahru yang senantiasa mendoakan aku sehingga aku bisa menyelesaikan naskah skripsi ini. Spesial juga buat teman-temanku Teknik Mesin S1 dan kos, spesial juga buat orang yang aku cintai, tak lupa pula seluruh dosen dan karyawan-karyawati UNNES yang tak bisa aku sebut satu persatu

## KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT beserta malaikat-malaikat-Nya yang selalu memberikan inspirasi pada umat manusia. Selesaiannya skripsi ini tidak terlepas dari bantuan dan dukungan berbagai pihak yang sangat bermanfaat dan membantu dalam proses penelitian. Ucapan terima kasih disampaikan kepada:

1. Prof. Dr. Soesanto Dekan Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang.
2. Drs. Pramono Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang.
3. Dr. Ir. Suhanan, DEA dan Samsudin Anis, ST. MT, selaku dosen Pembimbing I dan II yang telah membimbing dengan sabar dalam penyusunan skripsi ini hingga selesai.
4. Wirawan S, MT yang telah memberikan arahan dan masukan.
5. Keluarga besar jurusan Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang yang secara tidak langsung membantu penelitian.
6. Semua pihak yang tidak bisa disebutkan satu persatu.

Dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari sempurna, banyak kesalahan dan kekurangan yang harus dikoreksi lebih dalam lagi. Untuk itu dengan kerendahan hati penulis mengharapkan kritik dan saran guna menyempurnakan skripsi ini. Terima kasih.

Semarang , Juni 2007

Penyusun

## DAFTAR ISI

	<b>Halaman</b>
<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	i
<b>ABSTRAK</b> .....	ii
<b>HALAMAN PENGESAHAN</b> .....	iii
<b>MOTO DAN PERSEMBAHAN</b> .....	iv
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vi
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	ix
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xi
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	xii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang Masalah .....	1
1.2 Permasalahan .....	3
1.3 Penegasan Istilah .....	4
1.4 Tujuan Penelitian .....	5
1.5 Manfaat Penelitian .....	5
1.6 Batasan Masalah .....	6
1.7 Sistematika Penulisan Skripsi .....	6
<b>BAB II LANDASAN TEORI DAN HIPOTESIS</b>	
2.1 Proses Perpindahan Kalor .....	8
2.2 Lapis Batas Thermal .....	10
2.3 Tekanan .....	12
2.4 Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor Pipa ganda .....	13

2.5 Hipotesis.....	20
<b>BAB III METODE PENELITIAN</b>	
3.1 Populasi da Sampel Penelitian .....	21
3.2 Variabel Penelitian.....	22
3.3 Pengumpulan Data.....	23
3.4 Analisis Data.....	28
<b>BAB IV HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1 Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total.....	39
4.2 Laju Perpindahan Kalor .....	47
<b>BAB V SIMPULAN DAN SARAN</b>	
A. Simpulan .....	50
B. Saran.....	51
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	52
<b>LAMPIRAN</b> .....	53

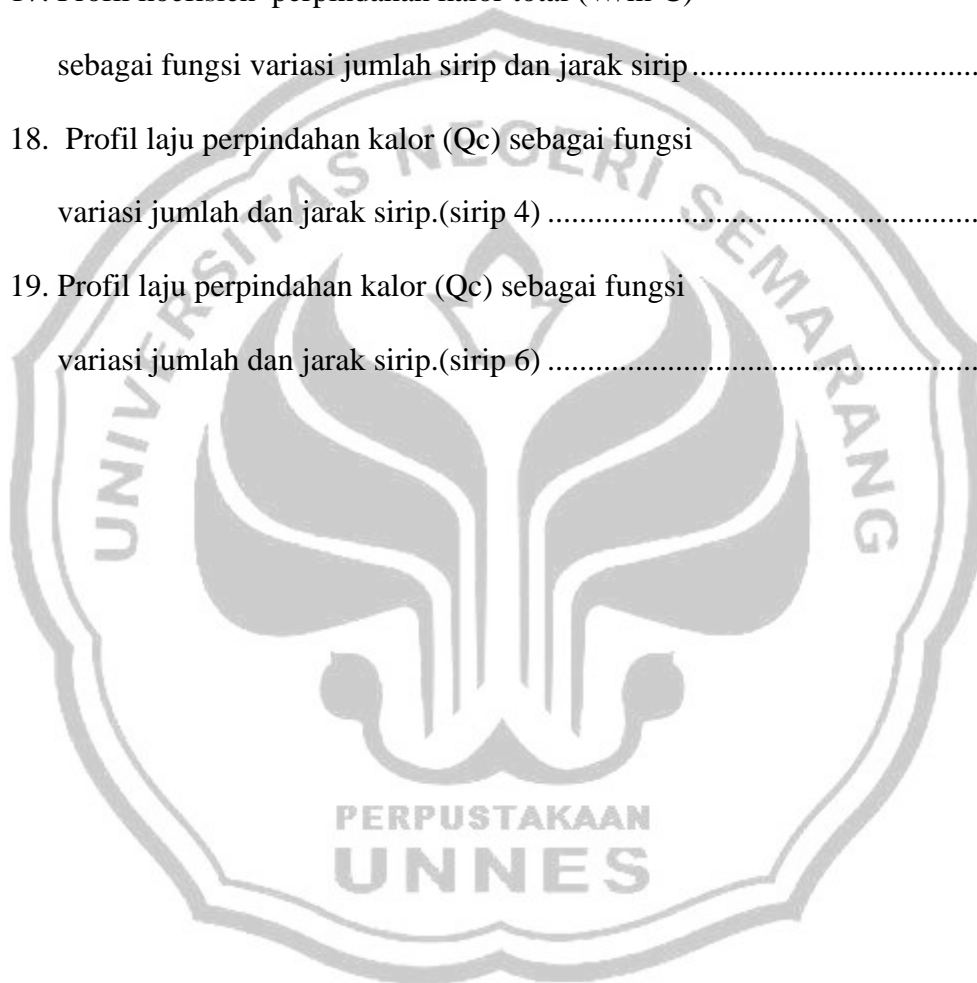


## DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
1. Perpindahan kalor secara konveksi pada suatu plat .....	9
2. Manometer differensial .....	13
3. Diameter Hidrolik untuk jumlah sirip 4 .....	15
4. Diameter Hidrolik untuk jumlah sirip 6 .....	16
5. Penampang sirip rectangular .....	17
6. Penampang penukar kalor pipa ganda .....	18
7. Distribusi temperatur untuk aliran berlawanan arah pada penukar kalor pipa ganda .....	19
8. Skema alat uji .....	21
9. Grafik hubungan antara kalibrasi debit gelas ukur dengan debit dari flow meter .....	25
10. Grafik hubungan antara kalibrasi debit gelas ukur dan flow meter .....	26
11. Profil koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip (sirip 4) .....	40
12. Profil koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip (sirip 6) .....	40
13. Tabel koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) dan penurunan tekanan ( $N/m^2$ ). Terhadap variasi pengujian .....	43
14. Profil penurunan tekanan ( $N/m^2$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip. (Sirip 4) .....	44



15. Profil penurunan tekanan ( $N/m^2$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip. (Sirip 6) .....	45
16. Profil koefisien perpindahan kalor total ( $W/m^2C$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip .....	46
17. Profil koefisien perpindahan kalor total ( $W/m^2C$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip .....	46
18. Profil laju perpindahan kalor ( $Q_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah dan jarak sirip.(sirip 4) .....	48
19. Profil laju perpindahan kalor ( $Q_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah dan jarak sirip.(sirip 6) .....	48



## DAFTAR TABEL

<b>Tabel</b>	<b>Halaman</b>
1. Kalibrasi debit <i>tube</i> .....	24
2. Kalibrasi debit <i>shell</i> .....	25
3. Data penelitian untuk bahan stainless steel .....	26
4. Data penelitian untuk bahan tembaga .....	27
5. Data penelitian untuk aluminium .....	28



## DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran	Halaman
1. Lampiran 1 Faktor Konversi .....	54
2. Lampiran 2 Tabel sifat-sifat Air.....	55
3. Lampiran 3 Daftar Simbol .....	56
4. Lampiran 4 Hasil Perhitungan .....	57
5. Lampiran 5 Foto-foto penelitian .....	63



## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar Belakang Masalah**

*Heat Exchanger* adalah peralatan yang digunakan untuk melakukan proses pertukaran kalor antara dua fluida, baik cair (panas atau dingin) maupun gas, dimana fluida ini mempunyai temperatur yang berbeda.

*Heat Exchanger* banyak digunakan di berbagai industri tenaga atau industri yang lainnya dikarenakan mempunyai beberapa keuntungan, antara lain:

1. Konstruksi sederhana, kokoh dan aman.
2. Biaya yang digunakan relatif murah.
3. Kemampuannya untuk bekerja pada tekanan dan temperature yang tinggi dan tidak membutuhkan tempat yang luas.

Dikarenakan ada banyak jenis penukar kalor, maka alat penukar kalor dapat dikelompokkan berdasarkan pertimbangan-pertimbangan yaitu:

1. Proses perpindahan kalornya.
2. Jumlah fluida yang mengalir.
3. Konstruksi dan pengaturan aliran.

Secara umum *heat exchanger* dapat dikelompokkan menjadi tiga yaitu:

1. Regenerator

yaitu *heat exchanger* dimana fluida panas dan dingin mengalir secara bergantian melalui saluran yang sama.

2. *Heat exchanger* tipe terbuka (*Open type heat exchanger*)

yaitu *heat exchanger* dimana fluida panas dan dingin terjadi kontak secara langsung (tanpa adanya pemisah).

3. *Heat exchanger* tipe tertutup (*Close type heat exchanger*)

yaitu *heat exchanger* dimana fluida panas dan dingin tidak terjadi kontak secara langsung tetapi dipisahkan oleh dinding pipa atau suatu permukaan baik berupa dinding datar atau lengkung.

Sedangkan untuk tipe *heat exchanger* berdasarkan aliran fluidanya dapat dikelompokkan menjadi *parallel-flow*, *counter-flow*, dan *cross-flow*. *Parallel-flow* atau aliran searah adalah apabila fluida-fluida dalam pipa *heat exchanger* mengalir secara searah, sedang *counter-flow* atau sering disebut dengan aliran yang berlawanan adalah apabila fluida-fluida dalam pipa *heat exchanger* mengalir secara berlawanan. *Cross-flow* atau sering disebut dengan aliran silang adalah apabila fluida-fluida yang mengalir sepanjang permukaan bergerak dalam arah saling tegak lurus.

Dalam aplikasi *Heat Exchanger* di lapangan banyak permasalahan yang masih ditimbulkan, misalnya panas yang ditransfer oleh *Heat Exchanger* belum maksimal, terjadinya penurunan tekanan sehingga kerja pompa menjadi berat. Hal ini berindikasi pada tingginya biaya untuk listrik dan perawatan.

Untuk mengatasi permasalahan tersebut adalah dengan memperluas bidang perpindahan kalor, membuat aliran turbulen dalam pipa serta memakai bahan yang mempunyai konduktivitas yang tinggi. Untuk memperluas permukaan *Heat Exchanger* ada yang dilakukan dengan memperbesar permukaan pipa bagian dalam dan ada yang dilakukan dengan penambahan sirip pada pipa bagian dalamnya yang sekaligus

membentuk aliran turbulen pipa bagian luarnya. Namun adanya sirip tersebut akan menaikkan penurunan tekanan (*Pressure Drop*).

Idealnya *heat exchanger* mempunyai koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ ) yang tinggi sehingga mampu mentransfer kalor dengan baik dan mempunyai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) yang rendah. Hal ini menjadi masalah yang perlu dikaji lebih jauh terutama untuk memperkecil penurunan tekanan tetapi koefisien perpindahan kalornya masih tetap tinggi. Menyadari hal tersebut penulis mencoba memberikan solusi dengan penambahan sirip berbentuk *Delta Wing*, pada berbagai bahan yaitu: aluminium, tembaga, Stainless steel, memvariasi jarak dan jumlah sirip pada pipa bagian dalam (*tube*) serta pada alat penukar kalor pipa ganda.

Dari berbagai variasi tersebut diharapkan dapat menghasilkan alat penukar kalor yang memiliki unjuk kerja yang baik yaitu alat penukar kalor yang memiliki koefisien perpindahan kalor menyeluruh yang tinggi tetapi mempunyai penurunan tekanan yang rendah.

## 1.2 Permasalahan

Koefisien perpindahan kalor pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh berbagai hal antara lain: luas permukaan, arah aliran, bahan yang digunakan pada *heat exchanger*, dan lain-lain. Untuk mendapatkan koefisien perpindahan kalor menyeluruh yang tinggi dapat dilakukan dengan memperluas permukaan pipa bagian dalam (*tube*) dengan penambahan sirip pada *heat exchanger* pipa ganda. Namun perluasan tersebut dapat berakibat pada kenaikan penurunan tekanan yang menyebabkan kerja pompa menjadi berat dan kurang efektif. Untuk itu, dalam perluasan permukaan *tube* dalam penelitian ini digunakan sirip

berbentuk *delta wing* yang dimaksudkan untuk meningkatkan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dan dapat mengurangi penurunan tekanan.

### 1.3 Penegasan Istilah

1. Analisis adalah suatu proses untuk menganalisa dengan menggunakan variabel-variabel yang ada terhadap suatu masalah. Variabel disini yang dimaksud adalah perubahan suhu dan perubahan tekanan.
2. Perpindahan kalor adalah suatu proses berpindahnya panas dari suhu yang lebih tinggi ke suhu yang lebih rendah melalui prantara baik secara konduksi, konveksi, maupun radiasi.
3. *Heat exchanger* pipa ganda adalah suatu alat yang dipakai untuk menukar energi panas yang terdiri dari sebuah pipa yang terletak konsentrik (sesumbu) di dalam pipa yang lainnya. Salah satu fluidanya mengalir melalui pipa bagian dalam, dan satunya mengalir melalui pipa bagian luar.
4. Sirip berbentuk *delta wing* adalah sirip yang bentuknya menyerupai segitiga yang dipasang pada bagian *tube* untuk memperluas bagian perpindahan kalor dan membentuk turbulensi pada bagian *shell*.

Pengertian keseluruhan dari penelitian di atas adalah “**ANALISIS PERPINDAHAN KALOR PADA *HEAT EXCHANGER* PIPA GANDA DENGAN SIRIP BERBENTUK *DELTA WING***”.

#### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang hendak dicapai dalam penelitian ini mencakup apa yang menjadi sasaran dan harapan dari penulis yaitu untuk:

1. Mengetahui pengaruh variasi jarak sirip berbentuk *delta wing* terhadap perpindahan kalor menyeluruh dan penurunan tekanan pada *heat exchanger* pipa ganda.
2. Mengetahui pengaruh variasi jumlah sirip berbentuk *delta wing* terhadap perpindahan kalor menyeluruh dan penurunan tekanan pada *heat exchanger* pipa ganda.
3. Mengetahui pengaruh variasi bahan terhadap perpindahan kalor menyeluruh pada *heat exchanger* pipa ganda.

#### 1.5 Manfaat Penelitian

1. Dapat menambah pengetahuan mengenai pengaruh variasi jarak sirip *delta wing*, jumlah sirip *delta wing*, dan bahan *tube* pada suatu alat penukar kalor pipa ganda.
2. Dapat memberikan informasi dan masukan kepada pembaca maupun penulis sebagai pengetahuan dan pengembangan serta penyempurnaan alat penukar kalor pipa ganda.
3. Sebagai laporan pertanggung jawaban mahasiswa atas pengerjaan skripsi kepada pihak yang berkepentingan.



## 1.6 Batasan Masalah

Penelitian ini hanya dibatasi untuk alat penukar kalor pipa ganda dengan sirip berbentuk *delta wing* dan variasi jarak sirip *delta wing* ( 10 cm, 15 cm, 20 cm), jumlah sirip *delta wing* (4 dan 6), dan bahan (aluminium, tembaga, Stainless Steel) untuk mengetahui pengaruhnya terhadap perpindahan kalor menyeluruh dan penurunan tekanan pada *Heat Exchanger* pipa ganda dengan arah aliran berlawanan.

## 1.7 Sistematika Skripsi

### 1. Bagian Awal

Bagian awal terdiri dari halaman judul, abstrak, halaman pengesahan, motto dan persembahan, kata pengantar, daftar isi, daftar gambar, daftar tabel, lampiran.

### 2. Bagian Isi Skripsi

Bagian ini terdiri dari 5 bab, yaitu:

BAB I : Pendahuluan, yang mencakup latar belakang masalah, permasalahan, penegasan istilah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah dan sistematika skripsi.

BAB II : Landasan teori, yang mencakup tentang teori perpindahan kalor, lapis batas thermal, tekanan, teori tentang laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor pipa ganda.

BAB III : Metodologi penelitian, yang mencakup populasi dan sampel penelitian, variabel penelitian, pengumpulan data, dan analisis data.

BAB IV : Hasil penelitian dan pembahasan, meliputi deskripsi data, pengujian hipotesis, dan pembahasan hasil analisis data.

BAB V : Penutup yang berisi kesimpulan dari data dan saran yang merupakan sumbangan pemikir.

### 3. Bagian Akhir

Bagian akhir terdiri dari daftar pustaka dan lampiran-lampiran.



## BAB II

### LANDASAN TEORI DAN HIPOTESIS

#### 2.1 Proses Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan suhu pada daerah tersebut. Macam-macam proses perpindahan kalor, yaitu :

1. Perpindahan kalor secara konduksi.

Perpindahan kalor secara konduksi adalah proses perpindahan kalor dimana kalor mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke daerah yang bersuhu rendah dalam suatu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung. Secara umum laju aliran kalor secara konduksi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(2.1)$$

(J.P Holman,1994 hal:2)

keterangan :

q = laju aliran kalor (W)

k = konduktifitas termal bahan ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

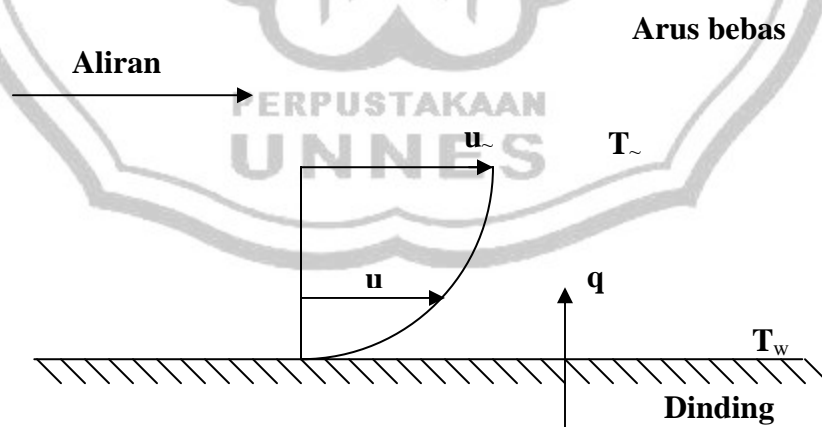
A = luas penampang ( $m^2$ )

$dT/dx$  = gradient suhu terhadap penampang tersebut, yaitu laju

perubahan suhu T terhadap jarak dalam arah aliran panas x.

2. Perpindahan kalor secara konveksi.

Perpindahan kalor secara konveksi adalah proses transport energi dengan kerja gabungan dari konduksi kalor, penyimpanan energi dan gerakan mencampur. Konveksi sangat penting sebagai mekanisme perpindahan energi antara permukaan benda padat dan cair atau gas. Perpindahan kalor secara konveksi dari suatu permukaan yang suhunya di atas suhu fluida disekitarnya berlangsung dalam beberapa tahap. Pertama, kalor akan mengalir dengan cara konduksi dari permukaan ke partikel-partikel fluida yang berbatasan. Energi yang berpindah dengan cara demikian akan menaikkan suhu dan energi dalam partikel-partikel fluida tersebut. Kedua, partikel-partikel tersebut akan bergerak ke daerah suhu yang lebih rendah dimana partikel tersebut akan bercampur dengan partikel-partikel fluida lainnya.



Gambar 2.1 Perpindahan kalor secara konveksi pada suatu plat

Perpindahan kalor secara konveksi dapat dikelompokkan menurut gerakan alirannya, yaitu konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Apabila gerakan fluida tersebut terjadi sebagai akibat dari perbedaan densitas (kerapatan) yang disebabkan oleh gradient suhu maka disebut konveksi bebas atau konveksi alamiah (*natural convection*). Bila gerakan fluida tersebut disebabkan oleh penggunaan alat dari luar, seperti pompa atau kipas, maka prosesnya disebut konveksi paksa.

Laju perpindahan kalor antara suatu permukaan plat dan suatu fluida dapat dihitung dengan hubungan :

$$q_c = \bar{h}_c A \Delta T \dots \dots \dots (2.2)$$

(Holman J.P,1994 hal:11)

dimana  $q_c$  = Laju perpindahan kalor secara konveksi (W)

$\bar{h}_c$  = Koefisien perpindahan kalor konveksi ( $W/m^2.K$ )

A = Luas perpindahan kalor ( $m^2$ )

$\Delta T$  = Beda antara suhu permukaan  $T_w$  dan suhu fluida  $T_\infty$

## 2.2 Lapis Batas Thermal

Lapis batas thermal (*Thermal Boundary Layer*) adalah daerah dimana terdapat gradient suhu dalam aliran. Gradient suhu ini adalah akibat proses pertukaran kalor antara fluida dengan dinding tabung.

### 2.2.1 Panjang Masuk Thermal dan Hidrodinamik

Panjang masuk hidrodinamik adalah panjang yang diperlukan saluran masuk tabung untuk mencapai kecepatan maksimum dari besaran aliran berkembang penuh. Sedang panjang kalor thermal adalah panjang yang dibutuhkan dari awal daerah perpindahan kalor untuk mencapai angka Nusselt local (Nu). Jika perpindahan kalor ke fluida dimulai segera setelah fluida memasuki saluran, lapisan batas kalor dan kecepatan mulai berkembang dengan cepat, maka keduanya diukur dari depan saluran.

### 2.2.2 Aliran Terbentuk Penuh

Apabila fluida memasuki tabung dengan kecepatan seragam, fluida akan melakukan kontak dengan permukaan dinding tabung sehingga viskositas menjadi penting dan lapisan batas akan berkembang. Perkembangan ini terjadi bersamaan dengan menyusunnya daerah aliran invidid diakhiri dengan bergabungnya lapisan batas pada garis pusat tabung. Jika lapisan-lapisan batas tersebut telah memenuhi seluruh tabung, maka dikatakan aliran berkembang penuh (*fully developed*).

Bilangan *Reynolds* untuk aliran dalam pipa dapat di definisikan dengan :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana :  $\rho$  = kerapatan fluida (kg/m<sup>3</sup>)

$u$  = kecepatan aliran (m/s)

$D$  = diameter pipa (m)

$\mu$  = viskositas dinamik (kg/m.s)

Sedang bilangan Nusselt untuk aliran yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) di dalam tabung licin dapat dituliskan dengan persamaan:

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^n \dots\dots\dots 7$$

dimana, n = 0,3. untuk pendinginan.

n = 0,4. untuk pemanasan.

(J.P Holman,1994 hal:252)

Dimana : Re = adalah bilangan Reynolds

Pr = adalah bilangan Prandtl

### 2.3 Tekanan

Tekanan dinyatakan sebagai gaya per satuan luas. Untuk keadaan dimana gaya (F) terdistribusi merata atas suatu luas (A), maka:

$$P = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana : P = tekanan fluida (Pa atau N/m<sup>2</sup>)

F = gaya (N)

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

Penurunan tekanan pada dua titik, pada ketinggian yang sama dalam suatu fluida adalah:

$$\Delta P = (\gamma Hg - \gamma_{air}) \Delta h \dots\dots\dots (2.6)$$

dengan :

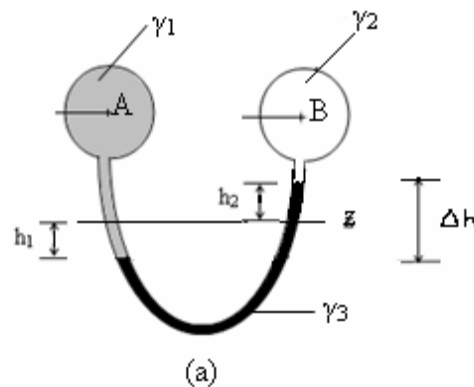
$\Delta P$  = penurunan tekanan ( $N/m^2$ )

$\gamma_{Hg}$  = berat jenis raksa ( $N/m^3$ )

$\gamma_{air}$  = berat jenis air ( $N/m^3$ )

$\Delta h$  = perbedaan ketinggian (m)

Untuk mengetahui perbedaan tekanan antara dua titik menggunakan manometer diferensial.



**Gambar 2.2 manometer diferensial**

#### 2.4 Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor Pipa Ganda

Pada dasarnya laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor dipengaruhi oleh adanya tiga (3) hal, yaitu

1. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ )

Besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh suatu alat penukar kalor pipa ganda merupakan kebalikan dari tahanan keseluruhan. Tahanan keseluruhan terhadap perpindahan kalor ini adalah jumlah semua tahanan perpindahan panas pada alat penukar kalor pipa ganda. Tahanan ini meliputi tahanan konveksi fluida,



tahanan konduksi karena tebal *tube*, efisiensi total permukaan luar, efisiensi total permukaan dalam.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{to} h_o} + R_{k_{wall}} + \frac{A_o}{\eta_{ti} A_i h_i}} \dots\dots\dots(2.7)$$

( Frank Kreith,1991 Hal:63)

Dimana:

$R_{k_{wall}}$  = tahanan termal dinding dimana dipasang sirip-sirip.

$\eta_{ti}$  = efisiensi total untuk permukaan dalam

$\eta_{to}$  = efisiensi total untuk permukaan luar

$A_o$  = luas permukaan luar total, dalam ( $m^2$ )

$A_i$  = luas permukaan dalam total, dalam ( $m^2$ )

$h_o$  = koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa bagian luar ( $W/m^2K$ )

$h_i$  = koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa bagian dalam ( $W/m^2K$ )

Koefisien perpindahan kalor pada masing-masing proses perpindahan kalor dapat dijabarkan sebagai berikut :

a) Koefisien perpindahan kalor konveksi pipa bagian dalam ( $h_i$ )

$$h_i = \frac{Nu k}{D_h} \dots\dots\dots(2.8)$$

dimana :

Nu = Bilangan Nuselt

k = Konduktifitas termal (W/m<sup>2</sup>.°C)

D<sub>h</sub> = Diameter hidrolis (m)

$$D_h = \frac{4 \times \pi/4 \times d_i^2}{\pi \times d_i} \dots\dots\dots(2.9)$$

$$\pi \times d_i$$

= d<sub>i</sub> (diameter dalam pipa sebelah dalam ) (m)

b) Koefisien perpindahan kalor konveksi pada bagian luar (h<sub>o</sub>)

$$h_o = \frac{Nu \ k}{D_h} \dots\dots\dots(2.10)$$

D<sub>h</sub>

dimana

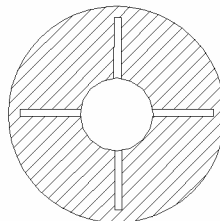
Nu = Bilangan Nuselt

k = Konduktifitas termal (W/m<sup>2</sup>.°C)

D<sub>h</sub> = Diameter hidrolis (m)

$$D_h = \frac{4 \times \text{luasbasah}}{\text{kelilingyangdibasahi}}$$

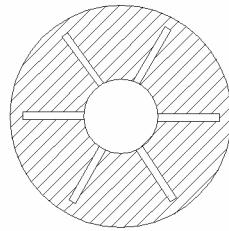
Untuk sirip 4



Gambar 2.3 Diameter hidrolis untuk jumlah sirip 4

$$D_h = 4 \frac{\left( \left( \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_i^2) \right) - (4(p.l)) \right)}{\pi(D_0 + D_i) + 8p + 4l}$$

Untuk sirip 6



Gambar 2.4 Diameter hidrolik untuk jumlah sirip 6

$$D_h = 4 \frac{\left( \left( \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \right) - (6(p.l)) \right)}{\pi(D_o + D_i) + 12p + 6l}$$

Untuk memperoleh efisiensi total dari permukaan yang bersirip, kita menggabungkan bagian permukaan yang tidak bersirip, yang berefisiensi 100%, dengan luas permukaan sirip-sirip yang berefisiensi  $\eta_f$ , atau

$$A\eta_t = A - A_f + A_f\eta_f = A - A_f(1 - \eta_f) \dots \dots \dots (2.11)$$

Dimana:

A = luas perpindahan kalor total

A<sub>f</sub> = luas perpindahan panas sirip-sirip

Untuk menunjukkan efektifitas sirip dalam memindahkan sejumlah kalor tertentu, kita rumuskan suatu parameter baru yang disebut efisiensi sirip (*fin efficiency*):

$$\text{Efisiensi sirip} = \frac{\text{kalor yang sebenarnya dipindahkan}}{\text{kalor yang dipindahkan kalau seluruh muka Sirip berada pada suhu dasar}} = \eta_f$$

Diasumsikan sirip dalam bentuk *Rectangular* seperti pada gambar 2.5

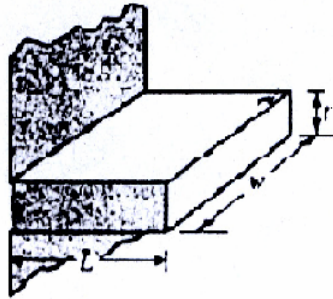
### Straight Fins

*Rectangular*

$$A_f = 2wL_c$$

$$L_c = L + (t/2)$$

$$A_p = tL$$



Gambar 2.5 Penampang sirip *Rectangular*

Sehingga efisiensi siripnya adalah:

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \dots \dots \dots (2.12)$$

Sedangkan tahanan thermal dimana sirip menempel pada dinding ( $R_{k \text{ wall}}$ ) adalah:

$$R_{kwall} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kl} \dots \dots \dots (2.13)$$

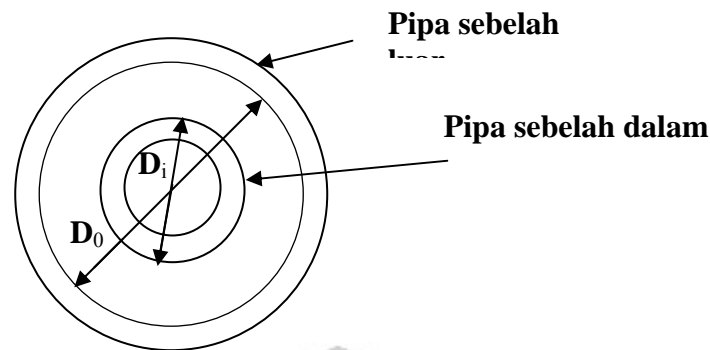
Dimana:

k = konduktifitas bahan ( $W/m^0c$ )

l = panjang alat penukar kalor (m)

## 2. Luas perpindahan panas A

Luas penampang secara konveksi tidaklah sama untuk kedua fluida. Luas bidang ini tergantung pada diameter dalam dan tebal pipa.



**Gambar 2.6 Penampang penukar kalor pipa ganda**

Besarnya  $A_i$  dan  $A_o$  merupakan luas permukaan dalam dan luar tabung, jadi:

Luas permukaan untuk pipa sebelah dalam  $A_i$

$$A_i = 2 \pi r l = \pi d_i l \dots\dots\dots(2.14)$$

Luas permukaan untuk pipa sebelah luar  $A_o$

$$A_o = \pi d_o l + \text{jumlah luas seluruh sirip} \dots\dots\dots(2.15)$$

Asumsi: sirip dianggap tipis.

Dimana  $d_i$  = Diameter dalam pipa bagian dalam (m)

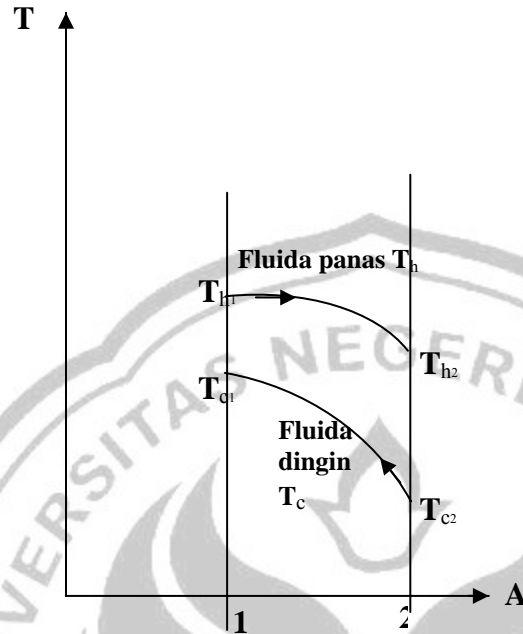
$d_o$  = Diameter luar pipa sebelah dalam (m)

$l$  = panjang pipa penukar kalor (m)

### 3. Selisih temperatur logaritmik ( $\Delta T_{lmtD}$ )

Suhu fluida di dalam penukar panas pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu panas mengalir dari fluida yang panas ke fluida yang dingin. Untuk tahanan termal yang konstan, laju aliran panas akan berbeda-beda sepanjang lintasan alat penukar panas, karena harganya tergantung pada beda suhu antara fluida yang panas dan fluida yang dingin pada

penampang tertentu. Profil suhu pada alat penukar kalor pipa ganda berlawanan arah dapat diamati pada gambar di bawah ini



**Gambar 2.7 Distribusi temperatur untuk aliran berlawanan arah pada penukar kalor pipa ganda**

Dari gambar diatas di dapatkan rumus  $\Delta T_{lmtd}$  untuk aliran berlawanan yaitu:

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c2})}{\ln\left[\frac{(T_{h2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{c2})}\right]} \dots\dots\dots(2.16)$$

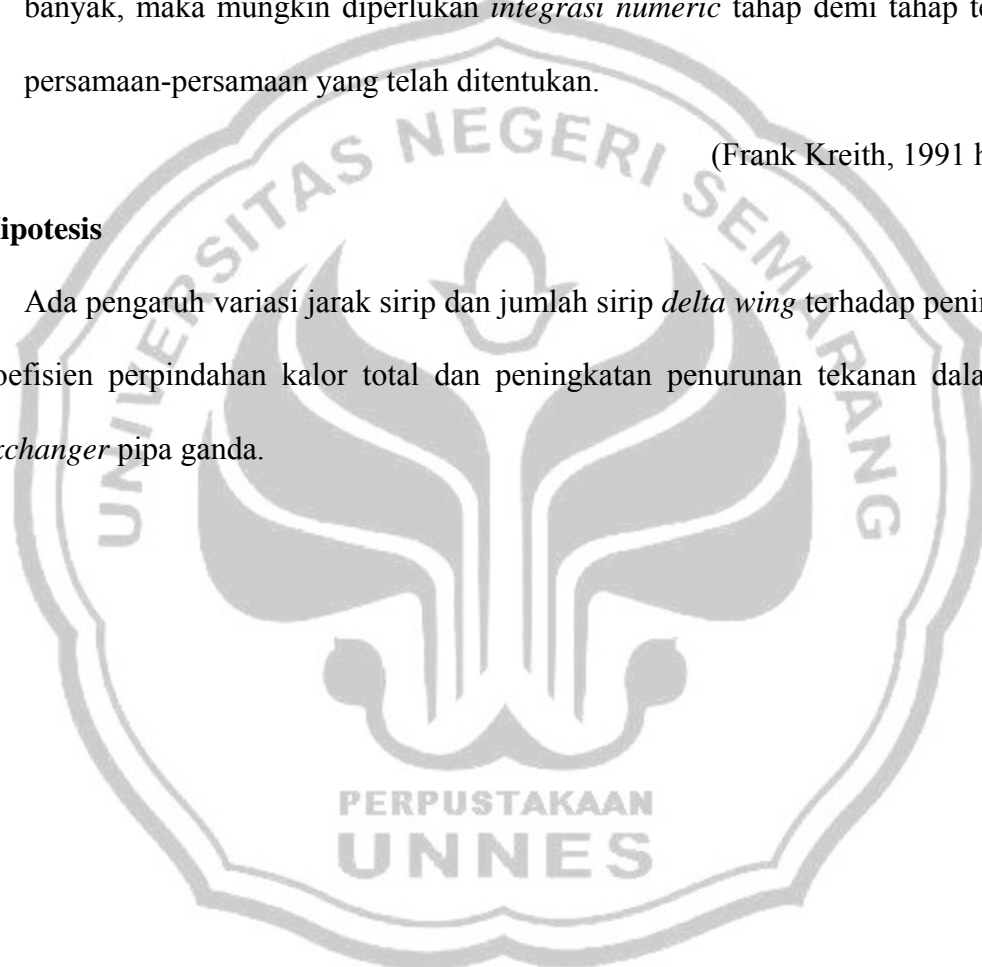
Beda suhu ini disebut beda suhu rata-rata logaritmik (*Log Mean Temperature Difference=LMTD*). Artinya beda suhu pada satu ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung yang satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda suhu tersebut. LMTD ini juga berlaku apabila suhu salah satu fluida tersebut konstan.

Penggunaan beda suhu rata-rata logaritmik hanyalah suatu pendekatan (*aproksimasi*) dalam praktek, karena pada umumnya  $U$  tidak konstan. Namun dalam pekerjaan rancang bangun, harga konduktansi keseluruhan biasanya ditentukan dalam suatu penampang rata-rata, yang biasanya ditengah-tengah antara ujung – ujung dan dianggap konstan. Jika  $U$  berbeda-beda (bervariasi) banyak, maka mungkin diperlukan *integrasi numeric* tahap demi tahap terhadap persamaan-persamaan yang telah ditentukan.

(Frank Kreith, 1991 hal 557)

## 2.5 Hipotesis

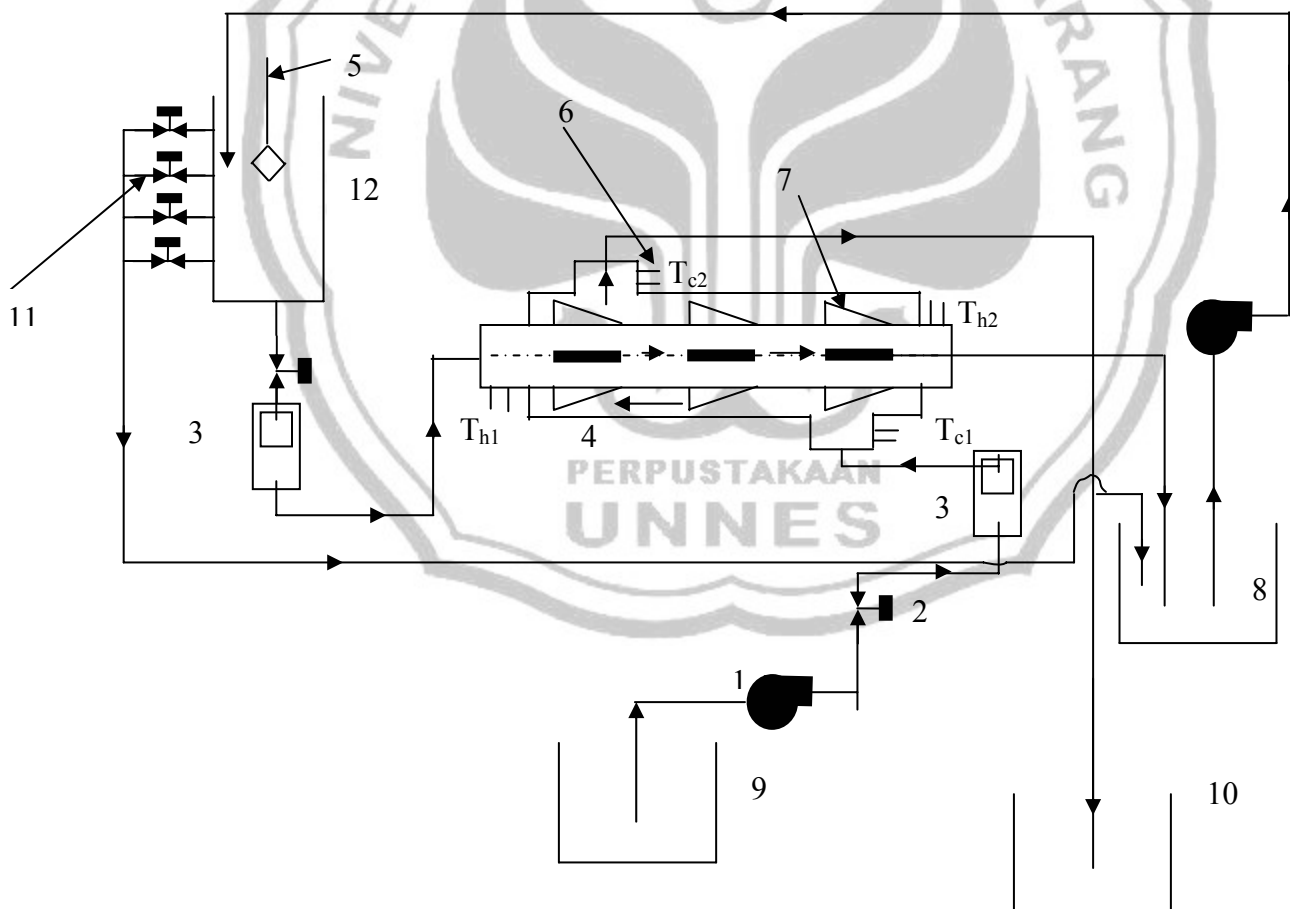
Ada pengaruh variasi jarak sirip dan jumlah sirip *delta wing* terhadap peningkatan koefisien perpindahan kalor total dan peningkatan penurunan tekanan dalam *heat exchanger* pipa ganda.



### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Untuk mendapatkan koefisien perpindahan kalor menyeluruh maka penelitian ini dapat direncanakan sedemikian rupa sehingga dapat digunakan untuk pengambilan data yang diperlukan. Peralatan utama yang digunakan dalam penelitian ini adalah berupa alat penukar kalor pipa ganda dan dilengkapi dengan peralatan atau instrument-instrumen penunjang lainnya.

#### 3.1 Populasi dan Sampel Penelitian



Gambar 3.1 Skema alat uji



Keterangan :

- 1) Pompa
- 2) Kran
- 3) *Flow meter*
- 4) Penukar kalor pipa ganda
- 5) Pemanas
- 6) *Thermocouple*.
- 7) Sirip berbentuk *Delta Wing*
- 8) Reservoir panas
- 9) Reservoir dingin
- 10) Lingkungan
- 11) Kran pembuangan
- 12) Reservoir panas

### 3.2 Variabel Penelitian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ini adalah

- 1) Variasi jumlah sirip

Jumlah sirip yang digunakan dalam penelitian ini adalah 4 dan 6

- 2) Variasi jarak sirip

Jarak antar sirip dapat divariasikan dari 10 cm, 15 cm, 20 cm. untuk mengetahui pengaruh kerapatan sirip terhadap koefisien perpindahan kalor menyeluruh.

### 3) Variasi bahan sirip

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah Aluminium, *Stainless Steel*, Tembaga untuk mengetahui koefisien perpindahan kalor pada masing-masing bahan dengan menggunakan variasi sirip.

### 3.3 Pengumpulan Data

Pengumpulan data ini dilakukan secara langsung dengan melakukan eksperimen pada alat penukar kalor pipa ganda. Adapun prinsip kerja alat uji adalah sebagai berikut:

Air yang ada dalam reservoir dipanaskan menggunakan pemanas (*heater*) sampai temperatur yang diinginkan dan temperatur dijaga agar tetap konstan. Untuk mengetahui suhu air digunakan thermometer digital. Sebelum air dialirkan ke alat uji, kita harus menentukan jenis bahan dengan jumlah dan jarak sirip yang akan digunakan untuk penelitian, yaitu dimulai dari bahan Aluminium dengan jumlah sirip 4 dan jarak 10 cm sampai semua variasi yang dipakai dalam penelitian.

Setelah temperatur yang dikehendaki tercapai dan sudah konstan, kemudian air panas tersebut dialirkan ke dalam pipa bagian dalam (*tube*) dengan membuka kran uji dan dialirkan ke pompa untuk dinaikkan kembali ke reservoir. Dengan bantuan pompa, air dingin dialirkan ke dalam pipa bagian luar (*shell*) dari reservoir untuk dibuang ke lingkungan. Jika fluida panas dan dingin tersebut telah mengalir dengan konstan baru diambil data yang diperlukan. Untuk mengetahui suhu yang masuk dan keluar baik dari *Tube* atau *Shell* digunakan Thermometer

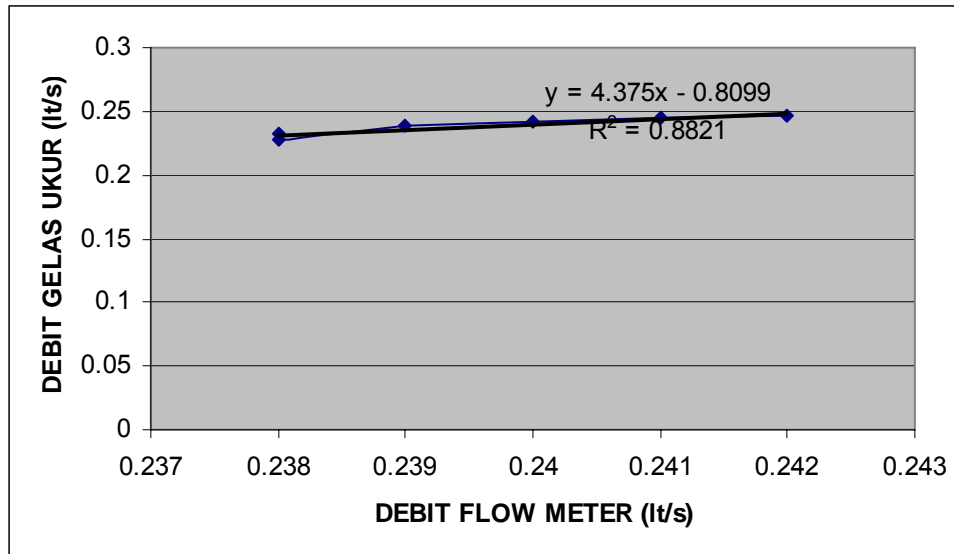
digital, dan untuk mengetahui debit yang masuk baik dalam *tube* atau *Shell* digunakan *flow meter*, sehingga akan didapatkan data-data yang diperlukan. Percobaan ini diulang sampai tiga kali kemudian hasilnya di rata-rata sehingga didapatkan hasil yang maksimal.

### 3.3.1 Hasil Data

#### 3.3.1.1 Kalibrasi Debit *Tube*

Tabel 3.1 Kalibrasi Debit *tube*

No	Gelas ukur				Flow meter			
	Vol (lt)	t (dt)	Debit (lt/s)	Debit rata-rata (lt/s)	Vol(lt)	t(dt)	Debit (lt/s)	Debit rata-rata (lt/s)
1	0.705	2.9	0.243	0.247	1	4.19	0.238	0.242
	0.720	2.9	0.248		1	4.13	0.242	
	0.640	2.6	0.246		1	4.03	0.245	
2	0.715	2.8	0.255	0.245	1	4.05	0.246	0.241
	0.645	2.6	0.248		1	4.24	0.236	
	0.675	2.9	0.232		1	4.16	0.240	
3	0.685	2.9	0.236	0.242	1	4.17	0.239	0.240
	0.615	2.6	0.236		1	4.23	0.236	
	0.665	2.9	0.255		1	4.05	0.246	
4	0.715	2.9	0.246	0.238	1	4.15	0.240	0.239
	0.655	2.8	0.233		1	4.07	0.245	
	0.660	2.8	0.235		1	4.28	0.233	
5	0.620	2.7	0.229	0.233	1	4.16	0.240	0.238
	0.705	2.8	0.243		1	4.27	0.234	
	0.640	2.9	0.228		1	4.03	0.248	
6	0.620	2.8	0.221	0.227	1	4.28	0.234	0.238
	0.615	2.7	0.227		1	4.17	0.239	
	0.610	2.6	0.234		1	4.13	0.240	

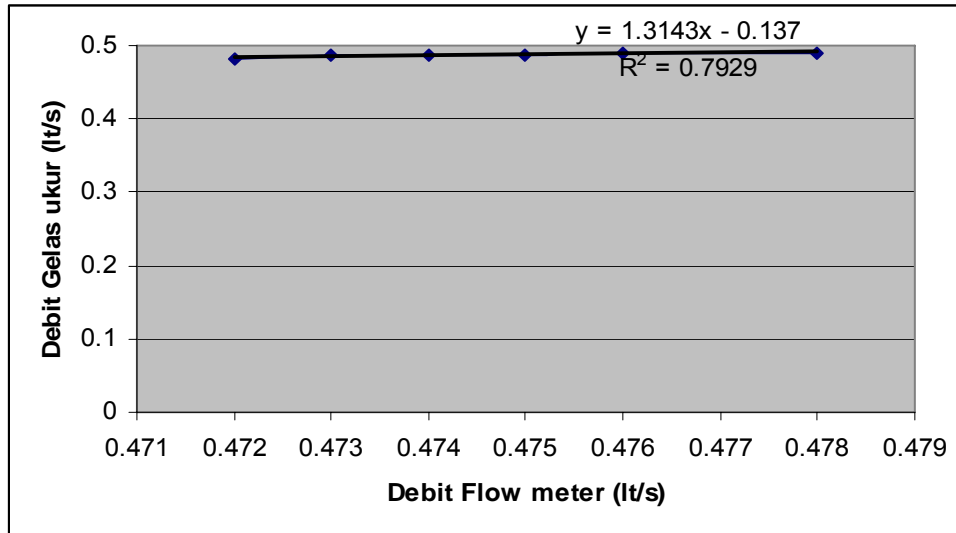


Gambar 3.2 Grafik kalibrasi Debit gelas ukur sebagai fungsi Debit flow meter pada tube

### 3.3.1.2 Kalibrasi debit *Shell*.

Tabel 3.2 Kalibrasi debit *shell*

No	Gelas ukur				Flow meter			
	Vol (lt)	t (dt)	Debit (lt/s)	Debit rata-rata (lt/s)	Vol(lt)	t(dt)	Debit (lt/s)	Debit rata-rata (lt/s)
1	1.620	3.4	0.476	0.472	1	2.10	0.476	0.481
	1.710	3.6	0.475		1	2.00	0.500	
	1.720	3.7	0.465		1	2.15	0.465	
2	1.745	3.7	0.471	0.473	1	2.18	0.458	0.486
	1.760	3.8	0.463		1	2.00	0.500	
	1.700	3.5	0.485		1	2.00	0.500	
3	1.710	3.6	0.475	0.474	1	2.00	0.500	0.487
	1.810	3.9	0.464		1	2.00	0.500	
	1.595	3.3	0.483		1	2.16	0.467	
4	1.600	3.4	0.471	0.475	1	2.00	0.500	0.488
	1.590	3.3	0.481		1	1.98	0.505	
	1.655	3.5	0.472		1	1.15	0.460	
5	1.745	3.6	0.484	0.476	1	0.94	0.515	0.489
	1.660	3.6	0.461		1	2.15	0.465	
	1.690	3.5	0.482		1	2.05	0.487	
6	1.715	3.6	0.476	0.478	1	1.97	0.507	0.490
	1.660	3.5	0.474		1	2.00	0.500	
	1.695	3.5	0.484		1	2.15	0.465	



Gambar 3.3 Grafik kalibrasi debi gelas ukur sebagai fungsi flow meter pada shell

### 3.3.2 Data penelitian *Double pipe*

#### 3.3.2.1 Data untuk bahan Stainless Steel

Tabel 3.3 Data penelitian untuk bahan stainless steel

Pitch	Jumlah Sirip	SHELL			TUBE	
		$T_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\Delta P$ (mm)	$T_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
10	4	21	27	36	77	64
		21	27	35	77	64
		21	27	35	76	64
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 27$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 35.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 76.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 64$
	6	21	28	39	78	63
		21	28	39	78	63
		21	28	39	77	63
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 28$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 39$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 63$
15	4	21	26	33	79	68
		21	26	33	78	68
		21	26	32	78	68
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 26$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 32.67$	$T_{1 \text{ rata2}} = 78.3$	$T_{2 \text{ rata2}} = 68$
	6	21	27	36	79	66
		21	27	36	78	65
		21	28	35	78	65
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 27.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 35.67$	$T_{1 \text{ rata2}} = 78.3$	$T_{2 \text{ rata2}} = 65.3$
20	4	21	25	33	75	66
		21	25	32	74	65
		21	26	32	74	65
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 25.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 32.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 74.3$	$T_{2 \text{ rata2}} = 65.3$
	6	21	26	34	78	67
		21	26	33	78	66
		21	27	33	77	66
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 26.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 33.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 66.3$

## 3.3.2.2 Data untuk bahan Tembaga

Tabel 3.4 Data penelitian untuk bahan tembaga

Pitch	Jumlah Sirip	SHELL			TUBE	
		$T_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\Delta P$ (mm)	$T_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
10	4	21	28	36	78	62
		21	38	35	77	62
		21	29	35	77	62
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 28.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 35.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.3$	$T_{2 \text{ rata2}} = 62$
	6	21	29	39	79	62
		21	29	39	78	61
		21	30	38	78	61
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 29.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 38.67$	$T_{1 \text{ rata2}} = 78.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 61.3$
15	4	21	27	33	78	64
		21	27	33	78	64
		21	28	32	77	63
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 27.67$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 32.67$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 63.67$
	6	21	28	36	78	61
		21	29	36	78	61
		21	30	35	77	61
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 29$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 35.67$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 61$
20	4	21	26	33	78	65
		21	27	32	78	65
		21	27	32	77	64
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 27.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 32.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 64.67$
	6	21	28	34	77	63
		21	28	33	77	62
		21	28	33	76	62
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 28$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 33.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 76.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 62.3$

## 3.3.2.3 Data untuk bahan Aluminium

Tabel 3.5 Data penelitian untuk bahan aluminium

Pitch	Jumlah Sirip	SHELL			TUBE	
		$T_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\Delta P$ (mm)	$T_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
10	4	21	28	36	79	63
		21	28	35	79	62
		21	28	35	78	61
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 28$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 35.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 76.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 62$
	6	21	28	39	78	62
		21	29	39	78	61
		21	30	38	77	60
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 29$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 38.67$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 61$
15	4	21	27	33	77	64
		21	27	33	77	64
		21	28	32	76	63
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 27.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 32.67$	$T_{1 \text{ rata2}} = 76.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 63.67$
	6	21	28	36	78	63
		21	28	36	78	62
		21	29	36	77	62
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 28.3$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 36$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 62.3$
20	4	21	27	33	77	64
		21	27	32	77	63
		21	27	32	76	63
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 27$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 32.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 76.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 64.3$
	6	21	27	34	78	64
		21	28	33	78	63
		21	28	33	77	63
		$T_{1 \text{ rata2}} = 21$	$T_{2 \text{ rata2}} = 27.67$	$\Delta P_{\text{rata2}} = 33.3$	$T_{1 \text{ rata2}} = 77.67$	$T_{2 \text{ rata2}} = 63.67$

## 3.4 Analisis Data

## 3.4.1 Perhitungan

Setelah melakukan pengujian dan didapatkan data-data yang diperlukan dalam perhitungan maka dapat dihitung besarnya beda tekanan ( $\Delta P$ ), kecepatan fluida ( $u$ ), bilangan Reynolds ( $Re$ ), bilangan Nusselt ( $Nu$ ), laju perpindahan kalor ( $Q$ ), beda temperature logaritmik ( $\Delta T_{\text{lmtd}}$ ), koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U$ ) sebagai berikut :

Contoh 1 :

*Heat Exchanger* dengan bahan Aluminium, 4 sirip, dan jarak 10 cm dengan arah aliran berlawanan.

Dari data pengujian didapatkan :

Debit teoritis (l/s)	= 0.473 l/s
$\Delta h$	= 0.0353 m
$\rho_{air}$	= 1000 kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{Hg}$	= 13570 kg/m <sup>3</sup>
Suhu air panas masuk rata-rata ( $\bar{T}_{h1}$ )	= 76.67 °C
Suhu air panas keluar rata-rata ( $\bar{T}_{h2}$ )	= 62 °C
Suhu air dingin masuk rata-rata ( $\bar{T}_{c1}$ )	= 21 °C
Suhu air dingin keluar rata-rata ( $\bar{T}_{c2}$ )	= 28 °C
Diameter dalam pipa sebelah luar (Di)	= 0.0762 m
Diameter luar pipa sebelah dalam (do)	= 0.0137 m
Diameter dalam pipa sebelah dalam (di)	= 0.0127 m
Panjang alat penukar kalor pipa ganda	= 2 m
Jumlah sirip	= 40 buah
Jarak antar sirip	= 0.1 m

Sehingga dari data-data di atas dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut :

Beda tekanan dapat dihitung dengan

Berat jenis air raksa

$$\begin{aligned}\gamma_{Hg} &= \rho_{Hg} \times g \\ &= 13570 \text{ kg/m}^3 \times 9.81 \text{ m/s}^2\end{aligned}$$



$$= 133121.7 \text{ N/m}^3$$

Berat jenis air

$$\begin{aligned}\gamma_{\text{air}} &= \rho_{\text{air}} \cdot g \\ &= 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \\ &= 9810 \text{ N/m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta P &= (\gamma_{\text{Hg}} - \gamma_{\text{air}}) \Delta h \\ &= (133121.7 \text{ N/m}^3 - 9810 \text{ N/m}^3) 0.0353 \text{ m} \\ &= 4352.9 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Temperatur rata-rata air panas :

$$\begin{aligned}\bar{T}_h &= \frac{\bar{T}_{h1} + \bar{T}_{h2}}{2} \\ &= \frac{(76.67 + 62^\circ \text{C})}{2} \\ &= 69.34^\circ \text{C} \\ &= 342.34 \text{ K}\end{aligned}$$

Dari suhu rata-rata air panas diatas maka dapat dicari panas spesifik ( $c_{ph}$ ) pada tabel A.9

Sifat – sifat air (Zat-Cair-Jenuh) :

Dengan cara Interpolasi didapatkan :

$$\frac{(342.34\text{K} - 338.55\text{K})}{(344.11\text{K} - 338.55\text{K})} = \frac{(c_{ph} - 4.183)(\text{kJ} / \text{kgK})}{(4.186 - 4.183)(\text{kJ} / \text{kgK})}$$

$$0.681 = \frac{(c_{ph} - 4.183)(\text{kJ} / \text{kgK})}{0.003(\text{kJ} / \text{kgK})}$$

$$= 4185 \text{ J/kg K}$$

Dan didapatkan data-data sebagai berikut :

$$\rho = 978.258 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 663 \times 10^{-3} \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

$$\mu = 4.103 \times 10^{-4} \text{ N.s/ m}^2$$

$$\text{Pr} = 2.594$$

Temperatur rata-rata air dingin :

$$\begin{aligned} \bar{T}_c &= \frac{\bar{T}_{c1} + \bar{T}_{c2}}{2} \\ &= \frac{(21 + 28^\circ \text{C})}{2} \\ &= 24.5^\circ \text{C} \\ &= 297.5 \text{ K} \end{aligned}$$

Dari tabel A.9 Sifat – sifat air (Zat-Cair Jenuh) secara interpolasi didapat :

$$\rho = 996.424 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{pc} = 4179 \text{ J/kgK}$$

$$\mu = 9.068 \times 10^{-4} \text{ N.s/ m}^2$$

$$k = 610.01 \times 10^{-3} \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

$$\text{Pr} = 6.213$$

Sehingga dapat dicari :

Laju aliran panas yang melewati *tube*

$$\begin{aligned} \dot{m}_h &= \rho \cdot \text{Debit actual} \\ &= 978.258 \text{ kg / m}^3 \cdot 0.24 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot \frac{1}{1000} \\ &= 0.235 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Laju aliran dingin yang melewati *shell*

Dari data kalibrasi debit *shell*, didapat persamaan

$$y = 1.3143x - 0.137$$

sehingga didapat debit aktual

$$y = 1.3143(0.473) - 0.137$$

$$y = 0.478 \text{ l/s}$$

sehingga:

$$\dot{m}_c = \rho \cdot \text{Debit aktual}$$

$$= 996.424 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.478 \text{ m}^3/\text{s} \cdot \frac{1}{1000}$$

$$= 0.483 \text{ kg/s}$$

Panas spesifik pada *tube*

$$Ch = \dot{m}_h \cdot c_{ph}$$

$$= 0.235 \text{ kg/s} \cdot 4185 \text{ J/kgK}$$

$$= 982.572 \text{ J/sK}$$

Panas spesifik pada *Shell*

$$Cc = \dot{m}_c \cdot c_{pc}$$

$$= 0.483 \text{ kg/s} \cdot 4179 \text{ J/kgK}$$

$$= 1990.42 \text{ J/sK}$$

Bilangan Reynolds (aktual)

Luas penampang permukaan aliran *shell*(A)

$$A = \frac{\pi}{4} (D_i - d_o)^2 - (p \times l \times 4)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (0.0762 - 0.0137)^2 - (0.001 \times 0.025 \times 4)$$

$$A = 2.966 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

kecepatan fluida

$$u = \frac{\text{Debit}_{\text{aktual}}}{\text{Luas}_{\text{Penampang}}}$$

$$u = \frac{0.478 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.966 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \cdot \frac{1}{1000}$$

$$u = 0.1611 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sehingga bilangan Reynolds adalah

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu}$$

$$= \frac{996.237 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.1611 \text{ m/s} \cdot 0.071 \text{ m}}{9.068 \cdot 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2}$$

$$= 12578.144$$

Bilangan Nusselt

$$\text{Nu} = 0.023 \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^n$$

$$\text{Nu}_c = 0.023 \times 12578.144^{0.8} \times 6.213^{0.3}$$

$$\text{Nu}_c = 75.75$$

$$\text{Nu}_h = 0.023 \times 57402.922^{0.8} \times 2.594^{0.4}$$

$$\text{Nu}_h = 239.48$$

Laju perpindahan kalor (Q) adalah :

$$\begin{aligned} Q_{c_{actual}} &= C_c(T_{c2} - T_{c1}) \\ &= 1990.42 \text{ J / s.K} (301 - 294) \text{ K} \\ &= 13932.937 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{h_{actual}} &= C_h(T_{h1} - T_{h2}) \\ &= 982.572 \text{ J / s.K} (349.67 - 335) \text{ K} \\ &= 14414.331 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{ideal} &= C_c(T_{h1} - T_{c1}) \\ &= 1990.42 \text{ J / s.K} (349.67 - 294) \text{ K} \\ &= 110806.66 \text{ W} \end{aligned}$$

Temperatur rata-rata logaritmik ( $T_{lmd}$ )

$$\begin{aligned} \Delta T_{lmd} &= \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c2})}{\ln\left[\frac{(T_{h2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{c2})}\right]} \\ \Delta T_{lmd} &= \frac{(62 - 21^\circ \text{ C}) - (76.67 - 28^\circ \text{ C})}{\ln\left\{\frac{(41^\circ \text{ C})}{(48.67^\circ \text{ C})}\right\}} \\ \Delta T_{lmd} &= 44.72^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) secara aktual adalah

$$\begin{aligned} U &= \frac{Q}{\pi x dx L x \Delta T_{lmd}} \\ U_0 &= \frac{13932.937 \text{ W}}{\pi \cdot 0.071 \text{ m} \cdot 2 \text{ m} \cdot 44.72^\circ \text{ C}} \end{aligned}$$

$$U_o = 748.90W / m^2C$$

$$U_i = \frac{14414.331W}{\pi \cdot 0.0127m \cdot 2m \cdot 42.72^0C}$$

$$U_h = 3756.015W / m^2C$$

Koefisien perpindahan panas secara teoritis

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{to} h_o} + R_{k_{wall}} + \frac{A_o}{\eta_{ti} A_i h_i}}$$

Dimana :

Luas permukaan luar total ( $A_o$ ) adalah

$$A = (\pi DL) + (0.5 \times 0.05 \times 0.1 \times 40)$$

$$A = (3.14 \times 0.0137 \times 2) + 0.1$$

$$A = 0.186m^2$$

Luas permukaan dalam total ( $A_i$ ) adalah

$$A_i = \pi D_i l$$

$$A_i = (3.14 \times 0.0127 \times 2)m^2$$

$$A_i = 0.0798m^2$$

Efisiensi total untuk permukaan luar ( $\eta_{to}$ )

$$A \eta_{to} = A - A_f (1 - \eta_f)$$

dimana

$$A_f = 0.1m^2$$

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

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}$$

$$m = \sqrt{\frac{906.1633 \times 0.202}{238.5 \times 0.01}}$$

$$m = \sqrt{\frac{183.045}{2.385}}$$

$$m = \sqrt{76.75}$$

$$m = 8.76$$

$$\text{Untuk } L_c = L + \frac{t}{2}$$

$$L_c = 0.1 \text{ m}$$

Sehingga  $\eta_f = \frac{\tanh 0.876}{0.876}$

$$\eta_f = 80.4$$

Jadi efisiensi total untuk permukaan luar adalah

$$0.186\eta_{to} = 0.186 - 0.1(1 - 0.804)$$

$$\eta_{to} = \frac{0.186 - 0.0196}{0.186}$$

$$\eta_{to} = 0.895$$

Koefisien perpindahan panas konveksi bagian luar ( $h_o$ )

$$h_o = \frac{Nuc.k}{Dh}$$

$$h_o = \frac{75.75 \times 0.61001 W / m^{\circ}c}{0.071 m}$$

$$h_o = 906.1633 W / m^2 c$$

Koefisien perpindahan panas konveksi bagian dalam ( $h_i$ )

$$h_i = \frac{Nuh.k}{Dh}$$

$$h_i = \frac{243.775 \times 0.665 W / m^{\circ}c}{0.0127 m}$$

$$h_i = 12730.263 W / m^2 c$$

Tahanan thermal dimana sirip menempel pada dinding ( $R_{k\ wall}$ )

$$R_{kwall} = \frac{\ln(ro/r1)}{2\pi kl}$$

$$R_{kwall} = \frac{\ln(0.00685/0.00635)}{2 \times 3.14 \times 238.5 W / m^{\circ}c \times 2m}$$

$$R_{kwall} = \frac{0.0758}{2999.56}$$

$$R_{kwall} = 0.0000253^{\circ}c/W$$



Efisiensi total untuk permukaan dalam ( $\eta_{ti}$ )

Untuk pipa yang bersirip di sebelah luarnya saja maka  $\eta_{ti}$  adalah satu.

Sehingga:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0.895 \times 906.1633} + 0.0000253 + \frac{0.186}{1 \times 0.0798 \times 12730.263}}$$

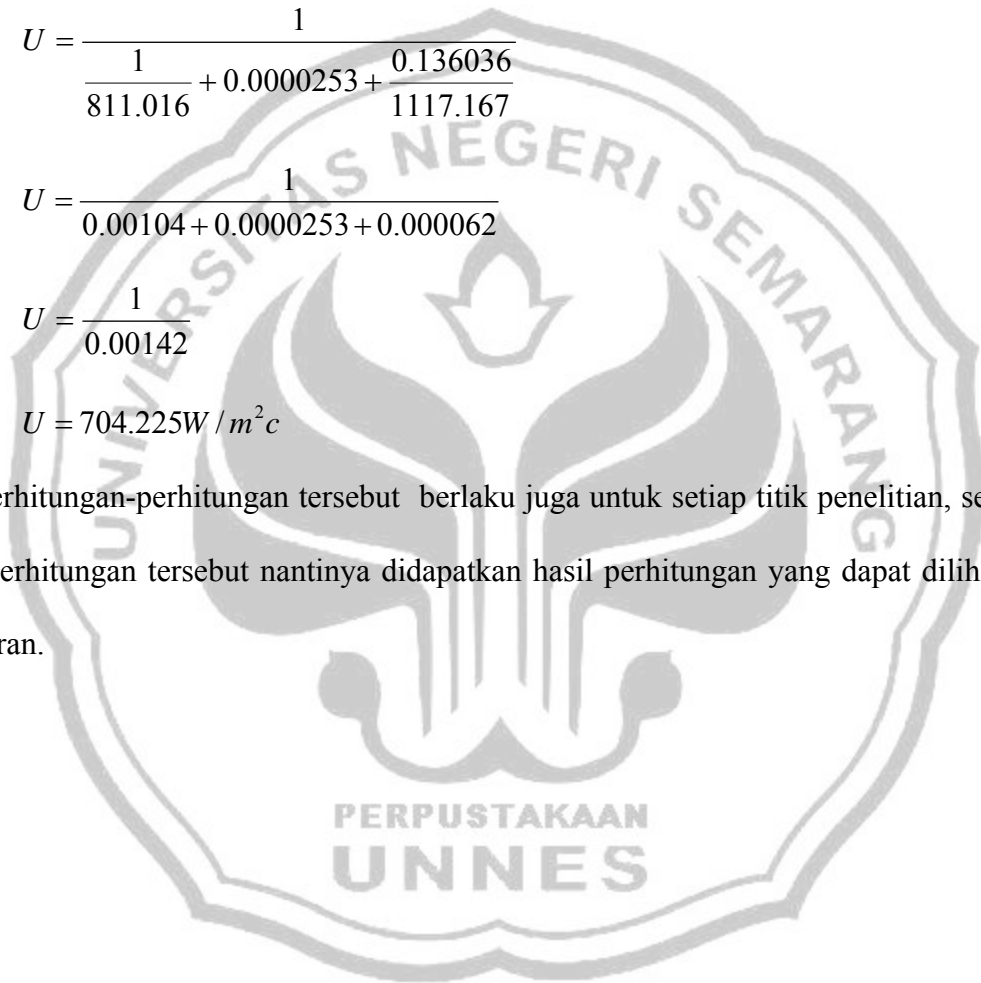
$$U = \frac{1}{\frac{1}{811.016} + 0.0000253 + \frac{0.136036}{1117.167}}$$

$$U = \frac{1}{0.00104 + 0.0000253 + 0.000062}$$

$$U = \frac{1}{0.00142}$$

$$U = 704.225W / m^2c$$

Perhitungan-perhitungan tersebut berlaku juga untuk setiap titik penelitian, sehingga dari perhitungan tersebut nantinya didapatkan hasil perhitungan yang dapat dilihat pada lampiran.



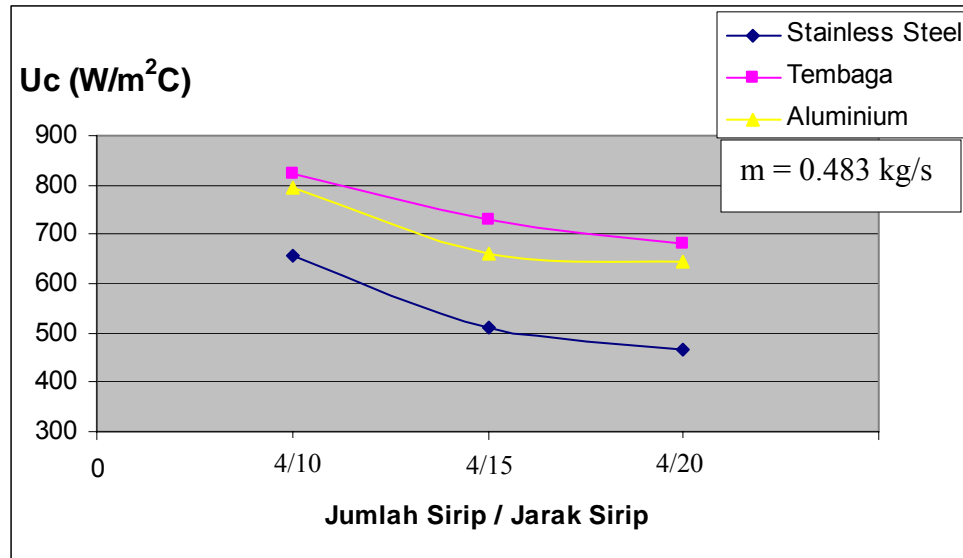
## BAB IV

### HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Data eksperimen yang diperoleh dari hasil pengolahan data disusun dalam bentuk tabel dan grafik. Grafik ini terdiri dari beberapa hubungan antar variabel yang diamati, yaitu grafik koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ), laju perpindahan kalor ( $Q_c$ ), penurunan tekanan ( $\Delta P$ ). Dari berbagai grafik tersebut diharapkan dapat mengungkap fenomena yang menjadi permasalahan dalam penelitian ini yaitu adanya pengaruh variasi jarak dan jumlah sirip bentuk delta wing terhadap koefisien perpindahan kalor total dan kenaikan penurunan tekanan pada alat penukar kalor pipa ganda.

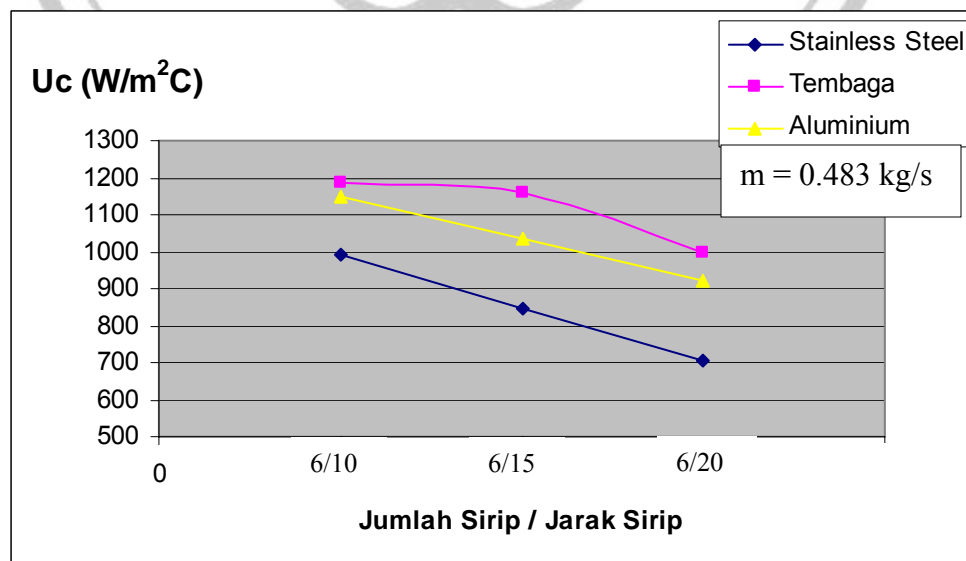
#### 4.1 Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total ( $U_c$ )

Gambar 4.1 menunjukkan hubungan nilai koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) pada *tube* bahan aluminium, stainless steel, dan tembaga dengan variasi jumlah sirip 4 dan jarak sirip 10 cm, 15 cm, 20 cm. Pada gambar menunjukkan pengaruh bahan dan pengaturan jumlah sirip maupun jarak sirip terhadap koefisien perpindahan kalor total. Dalam hal ini aliran fluida dilakukan secara berlawanan arah (*Counter-Flow*).



Gambar 4.1 profil koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip. (Sirip 4)

Gambar 4.2 menunjukkan hubungan nilai koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) pada bahan aluminium, stainless steel, dan tembaga dengan variasi jumlah sirip 6 dan jarak sirip 10 cm, 15 cm, 20 cm. Pada gambar menunjukkan pengaruh bahan dan pengaturan jumlah sirip maupun jarak sirip terhadap koefisien perpindahan kalor total.



Gambar 4.2 profil koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip. (Sirip 6)

Data penelitian memperlihatkan bahwa besarnya nilai perpindahan kalor total pada alat penukar kalor pipa ganda dengan variasi bahan, pengaturan jumlah sirip dan jarak sirip memberikan hasil yang berbeda. Harga rerata koefisien perpindahan kalor total untuk alat penukar kalor pipa ganda dengan *tube* menggunakan bahan tembaga mempunyai nilai lebih besar dibandingkan dengan bahan yang lainnya. Selanjutnya diikuti oleh *tube* yang menggunakan bahan aluminium dan yang paling rendah nilainya adalah *tube* dengan menggunakan bahan Stainless Steel.

Selain itu, pengaturan jumlah dan jarak sirip pada masing-masing bahan juga memberikan hasil yang berbeda (seperti ditunjukkan pada gambar 4.1 dan 4.2). Pada gambar 4.1 harga rerata koefisien perpindahan kalor total terbesar adalah dengan variasi jumlah sirip 4 dengan jarak antar sirip 10 cm (4/10) dengan nilai koefisien perpindahan kalor terbesar pada bahan tembaga yaitu sebesar  $824.814 \text{ (W/m}^2\text{C)}$ , kemudian menggunakan bahan aluminium yaitu sebesar  $793.782 \text{ (W/m}^2\text{C)}$  dan menggunakan bahan stainless steel sebesar  $657.972 \text{ (W/m}^2\text{C)}$ . Sedangkan terkecil pada variasi jumlah sirip 4 dengan jarak antar sirip 20 cm (4/20) dengan nilai koefisien perpindahan kalor terbesar pada bahan tembaga yaitu sebesar  $680.685 \text{ (W/m}^2\text{C)}$ , kemudian menggunakan bahan aluminium yaitu sebesar  $655.703 \text{ (W/m}^2\text{C)}$  dan menggunakan bahan stainless steel sebesar  $468.019 \text{ (W/m}^2\text{C)}$ .

Pada gambar 4.2 harga rerata koefisien perpindahan kalor total terbesar adalah dengan variasi jumlah sirip 6 dengan jarak antar sirip 10 cm (6/10) dengan nilai koefisien perpindahan kalor pada bahan tembaga sebesar  $1186.567 \text{ (W/m}^2\text{C)}$  kemudian pada bahan aluminium yaitu sebesar  $1150.69 \text{ (W/m}^2\text{C)}$  dan pada bahan stainless steel sebesar  $990.511 \text{ (W/m}^2\text{C)}$ . Sedangkan terkecil pada variasi jumlah

sirip 6 dengan jarak antar sirip 20 cm (6/20) dengan nilai koefisien perpindahan kalor pada bahan tembaga sebesar 998.677 ( $W/m^2C$ ), kemudian pada bahan aluminium sebesar 922.568 ( $W/m^2C$ ) dan pada bahan stainless steel sebesar 703.210 ( $W/m^2C$ ).

Hal ini disebabkan karena nilai konduktivitas masing-masing bahan berbeda, yaitu: 238.5 ( $W/m.K$ ) untuk bahan aluminium, 401 ( $W/m.K$ ) untuk bahan tembaga, 17 ( $W/m.K$ ) untuk bahan stainless steel, sehingga jumlah kalor yang di transfer dari fluida yang berada di *tube* ke fluida yang berada di *shell* juga berbeda. Dengan demikian jumlah kalor yang diterima oleh fluida dingin juga berbeda. Penambahan sirip pada sisi *tube* dengan variasi yang berbeda sehingga luas permukaan tube yang diuji berbeda inilah yang menyebabkan perolehan nilai koefisien perpindahan kalor pada masing-masing bahan yang diuji memberikan hasil yang berbeda. Perolehan nilai koefisien perpindahan kalor total pada masing-masing bahan tersebut mengalami peningkatan seiring dengan penambahan jumlah sirip dan kerapatan sirip yang dipasang.

Selain itu, kerugian tekanan aliran fluida akibat adanya penambahan sirip pada sisi shell turut mempengaruhi nilai koefisien perpindahan kalor total. Pada gambar 4.3 ditunjukkan hubungan nilai koefisien perpindahan kalor total terhadap penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) pada berbagai bahan dengan variasi jumlah maupun jarak sirip yang diuji. Dari gambar 4.3 terlihat bahwa kerugian tekanan yang terjadi pada variasi jumlah sirip 4 dengan jarak sirip 10 cm (4/10) jauh lebih besar dibanding lainnya. Selanjutnya diikuti oleh variasi jumlah sirip 4 dengan jarak sirip 15 cm (4/15), dan yang terendah pada variasi jumlah sirip 4 dengan jarak sirip 20 cm (4/20). Pada

gambar 4.3 terlihat juga bahwa kerugian tekanan yang terjadi pada variasi jumlah sirip 6 dengan jarak sirip 10 cm (6/10) lebih besar dari (6/15), dan (6/20).

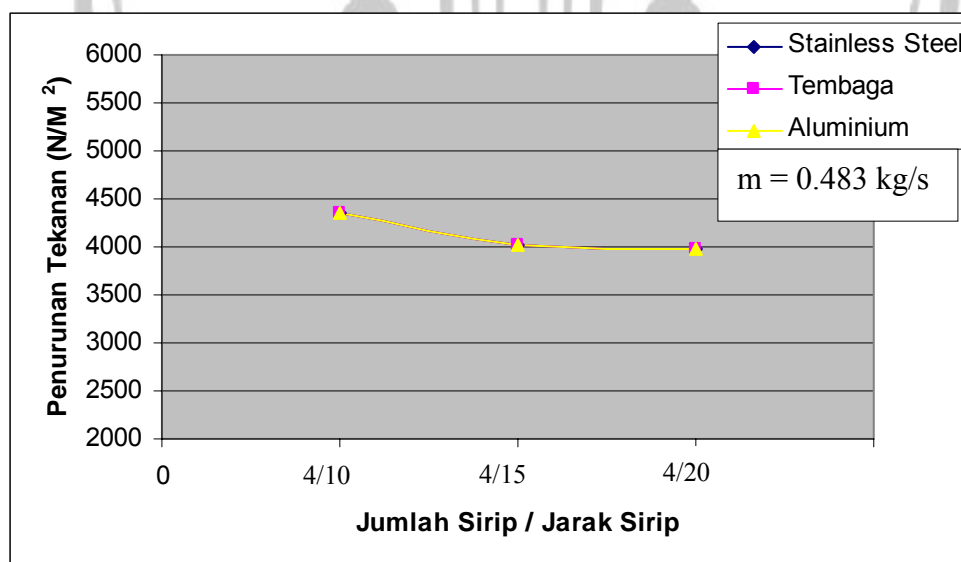
Tabel 4.3 Tabel koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) dan penurunan tekanan ( $N/m^2$ ). Terhadap variasi pengujian

Bahan	Variasi	$U_c$ ( $W/m^2C$ )	Penurunan Tekanan ( $N/m^2$ )
<b>Tembaga</b>	4/10	824.8140	4352.90
	4/15	731.5330	4028.59
	4/20	680.6850	3982.97
	6/10	1186.567	3768.46
	6/15	1158.999	4398.53
	6/20	998.6770	4106.28
<b>Aluminium</b>	4/10	793.7820	4352.90
	4/15	659.5020	4028.59
	4/20	655.7030	3982.97
	6/10	1150.690	4768.46
	6/15	1033.622	4439.22
	6/20	922.5680	4106.28
<b>Stainless Steel</b>	4/10	657.9720	4352.90
	4/15	511.3510	4028.59
	4/20	468.0190	3982.97
	6/10	990.5110	4809.16
	6/15	848.0690	4398.53
	6/20	703.2100	4106.28

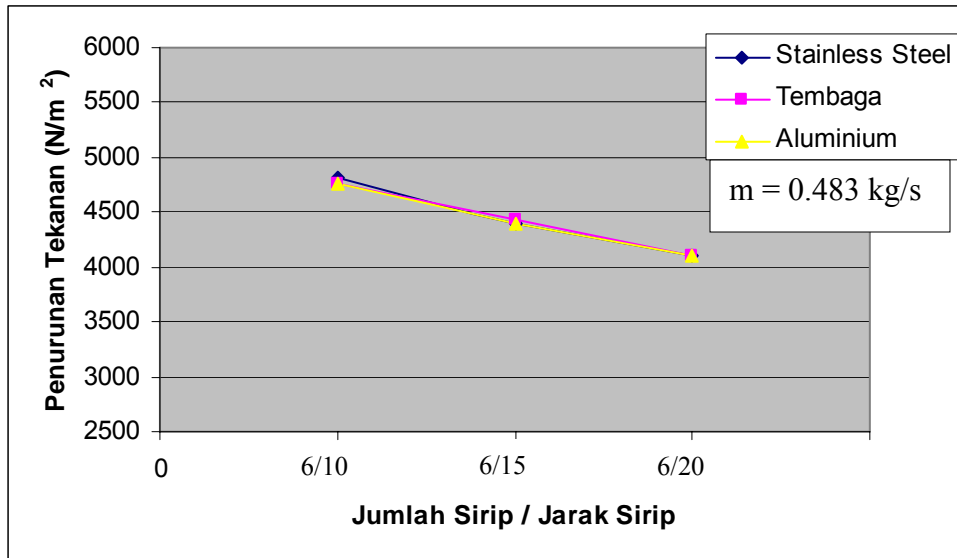
Dari tabel diatas dapat dilihat bahwa semakin besar nilai koefisien perpindahan kalor total mempunyai kecenderungan semakin besar pula penurunan tekanan yang terjadi. Hal ini dapat dilihat pada variasi jumlah sirip 6 dengan jarak sirip 10 cm (6/10) penurunan tekanan yang terjadi adalah  $4768.46 N/m^2$  sedangkan nilai koefisien perpindahan kalor total pada aluminium adalah  $1150.69 W/m^2C$ , pada tembaga adalah  $1186.567 W/m^2C$ , dan pada stainless steel adalah  $990.511 W/m^2C$ . Sedangkan pada variasi (6/20) penurunan tekanan yang terjadi adalah  $4106.28 (N/m^2)$ . Nilai perpindahan kalor total pada aluminium adalah  $922.568 W/m^2C$ , pada tembaga

998.677 W/m<sup>2</sup>C, dan pada stainless steel adalah 703.210 W/m<sup>2</sup>C (lihat tabel pada gambar 4.3). Pada variasi jumlah sirip 4 dengan jarak sirip 20 cm penurunan tekanan yang terjadi adalah 3982.97 N/m<sup>2</sup> sedangkan nilai koefisien perpindahan kalor total pada aluminium adalah 655.703 W/m<sup>2</sup>C, pada tembaga adalah 680.685 W/m<sup>2</sup>C, dan pada stainless steel adalah 468.019 W/m<sup>2</sup>C. Sedangkan pada variasi (4/10) penurunan tekanan yang terjadi adalah 4352.9 (N/m<sup>2</sup>) nilai perpindahan kalor total pada tembaga 824.814 W/m<sup>2</sup>C, Aluminium 793.782 W/m<sup>2</sup>C, dan pada stainless steel 657.972 W/m<sup>2</sup>C (lihat tabel pada gambar 4.3).

Hal ini disebabkan fluida yang mengalir pada variasi jumlah sirip 6 dengan jarak sirip 10cm (6/10) cenderung lebih lambat dibandingkan pada variasi (6/20). Begitu juga fluida yang mengalir pada variasi (4/10) lebih lambat dibanding variasi (4/20), sehingga kontak antar fluida panas yang mengalir pada sisi *tube* dengan fluida dingin pada sisi *shell* lebih lama. Dengan demikian jumlah kalor yang ditransfer dari *tube* ke *shell* akan semakin besar.



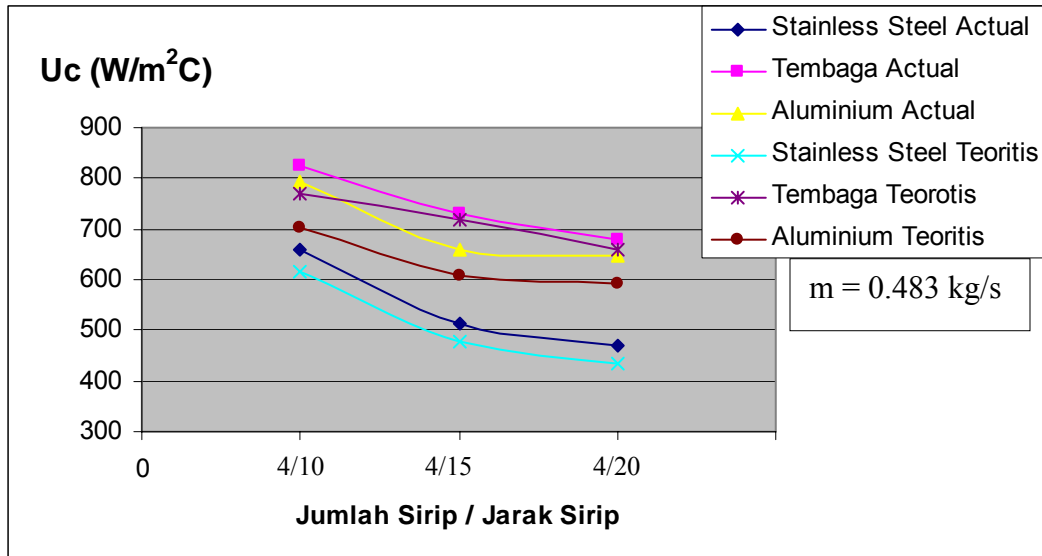
Gambar 4.4 Profil penurunan tekanan (N/m<sup>2</sup>) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip. (Sirip 4)



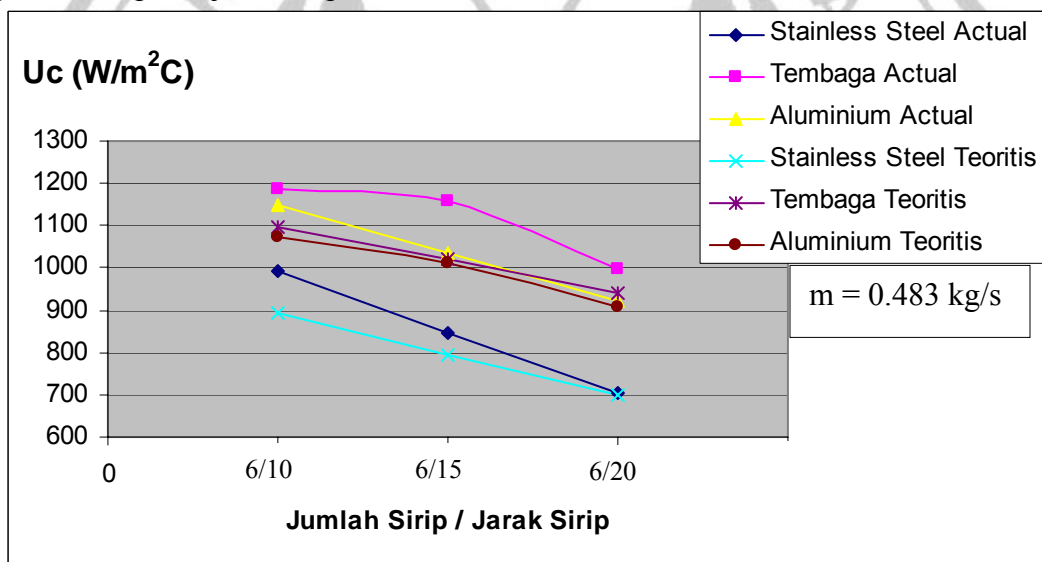
Gambar 4.5 Profil penurunan tekanan ( $\text{N/m}^2$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip. (Sirip 6)

Besarnya kenaikan tekanan pada masing-masing variasi yang diuji dimungkinkan karena perbedaan jumlah sirip yang dipasang pada masing-masing alat penukar kalor sehingga lintasan partikel fluida yang melewati saluran menjadi sempit. Hal ini bisa dilihat pada gambar 4.4 dan 4.5. Selain itu, pola aliran fluida juga turut berpengaruh terhadap kerugian tekanan dimana fluida yang mengalir sepanjang pipa mengalami perubahan seiring dengan penambahan jumlah sirip. Dalam proses perancangan alat penukar kalor pipa ganda faktor kerugian tekanan perlu dipertimbangkan secara matang. Hal ini terkait dengan kehandalan alat penukar kalor dimana alat penukar kalor yang baik adalah memiliki koefisien perpindahan kalor total yang besar, tetapi kerugiannya sekecil mungkin.





Gambar 4.6. Profil koefisien perpindahan kalor total ( $W/m^2C$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip.



Gambar 4.7. Profil koefisien perpindahan kalor total ( $W/m^2C$ ) sebagai fungsi variasi jumlah sirip dan jarak sirip

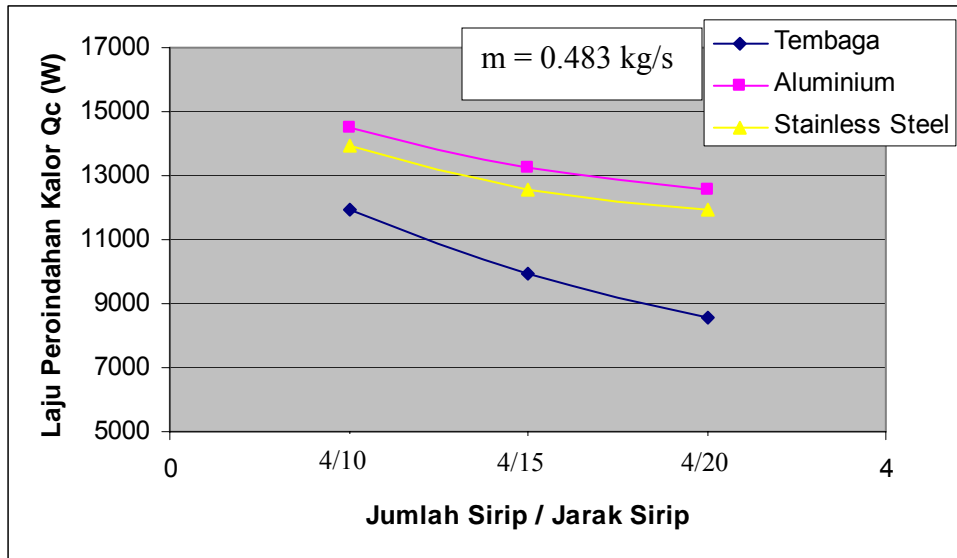
Gambar 4.6 dan 4.7 menunjukkan hubungan nilai koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ) secara actual maupun teoritis pada bahan aluminium, stainless steel, dan tembaga dengan variasi jumlah sirip dan jarak sirip. Data penelitian memperlihatkan bahwa besarnya nilai perpindahan kalor total pada alat penukar kalor pipa ganda secara actual

maupun teoritis pada masing-masing variasi memberikan hasil yang berbeda. Harga rerata koefisien perpindahan kalor total secara actual lebih besar dibandingkan secara teoritis. Hal ini disebabkan oleh beberapa kemungkinan yaitu: faktor pengelasan yang menyebabkan luas bertambah, ketebelan sepanjang pipa kemungkinan tidak sama sehingga tahanan dindingnya ada yang kecil, pemotongan sirip yang kurang presisi sehingga sirip ada yang lebih besar dari ukuran teoritis.

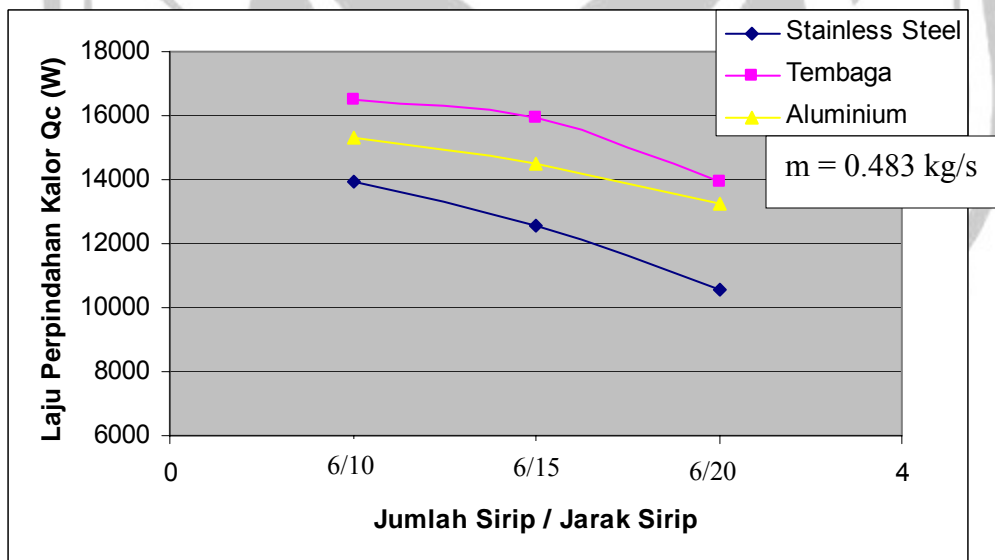
#### 4.2 Laju Perpindahan Kalor ( $Q_c$ )

Gambar 4.8 menunjukkan hubungan laju perpindahan kalor pada berbagai bahan yang diuji (Aluminium, tembaga, Stainless Steel) dengan variasi jumlah sirip 4 dengan jarak sirip 10 cm, 15 cm, 20 cm. Dalam gambar menunjukkan pengaruh variasi jumlah dan jarak sirip terhadap laju perpindahan kalor. Aliran fluida dilakukan secara berlawanan arah.

Data penelitian memperlihatkan bahwa besarnya laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor pipa ganda dengan variasi jumlah sirip 4 dan 6 dengan jarak sirip yang dipakai dalam penelitian pada berbagai bahan yang diuji memberikan hasil yang berbeda. Harga rerata laju perpindahan kalor untuk bahan tembaga pada berbagai variasi jumlah dan jarak sirip tampak lebih besar dibandingkan dengan lainnya. Selanjutnya diikuti oleh bahan aluminium dan yang paling rendah adalah menggunakan bahan stainless steel (lihat gambar 4.8 dan 4.9).



Gambar 4.8 Profil laju perpindahan kalor ( $Q_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah dan jarak sirip.(sirip 4).



Gambar 4.9 Profil laju perpindahan kalor ( $Q_c$ ) sebagai fungsi variasi jumlah dan jarak sirip.(sirip 6)

Dari grafik dapat dilihat bahwa pada variasi jumlah sirip 4 dengan jarak sirip 10 cm (4/10) diperoleh nilai laju perpindahan kalor rerata terbesar pada bahan tembaga yaitu sebesar 14529.434 W, diikuti dengan bahan aluminium sebesar 13932.937 W,

dan terendah adalah dengan menggunakan bahan stainless steel yaitu sebesar 11944.242 W (lihat gambar 4.8). Pada variasi jumlah sirip 6 dengan jarak sirip 10 cm diperoleh nilai laju perpindahan kalor rerata terbesar pada bahan tembaga yaitu sebesar 16517.382 W, diikuti dengan bahan aluminium sebesar 15921.058 W, dan yang terendah adalah dengan menggunakan bahan stainless steel yaitu sebesar 13932.937 W (lihat gambar 4.9).

Hal ini disebabkan karena bahan tembaga mempunyai nilai konduktivitas bahan yang lebih tinggi dibandingkan dengan aluminium maupun stainless steel sehingga laju perpindahan kalor pada bahan tembaga cenderung lebih besar daripada yang lainnya. Perolehan nilai laju perpindahan kalor pada berbagai bahan tersebut akan mengalami peningkatan seiring dengan bertambahnya jumlah pemasangan sirip pada sisi *tube*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.8 dan 4.9.

Selain itu, penurunan tekanan sebagai akibat penambahan sirip pada *tube* di sisi *Shell* juga turut mempengaruhi nilai laju perpindahan kalor. Hal ini dimungkinkan karena fluida yang mengalir pada sisi *shell* menjadi lebih lambat, sehingga transfer kalor dari fluida panas yang berada di *tube* dengan fluida dingin yang berada di *shell* lebih lama.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 KESIMPULAN**

Setelah melaksanakan pengujian pada alat penukar kalor pipa ganda dan pengambilan data serta pembahasannya maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Variasi jarak sirip delta wing berpengaruh terhadap peningkatan nilai koefisien perpindahan kalor total. Pada bahan aluminium pengaruh terbesar pada variasi 4/10 dengan peningkatan 6.55% dibanding pada variasi 4/20, kemudian pada variasi 6/10 mengalami peningkatan 7.35 % dibanding variasi 6/20. Pada bahan tembaga pengaruh terbesar pada variasi 4/10 dengan peningkatan 6,4 % dibanding variasi 4/20, kemudian pada variasi 6/10 mengalami peningkatan 5,62% dibanding variasi 6/20. Pada bahan stainless steel pengaruh terbesar pada variasi 4/10 dengan peningkatan 11,61 % dibanding pada variasi 4/20, kemudian pada variasi 6/10 mengalami peningkatan 11,29 % dibanding pada variasi 6/20.
2. Variasi jumlah sirip delta wing berpengaruh terhadap peningkatan nilai koefisien perpindahan kalor total. Pada bahan aluminium pengaruh terbesar pada jumlah sirip 6 dengan peningkatan 18,36 % dibanding pada variasi jumlah sirip 4. Pada bahan tembaga pengaruh terbesar pada jumlah sirip 6 dengan peningkatan 17,98 % dibanding pada variasi jumlah sirip 4. Pada bahan stainless steel pengaruh terbesar pada jumlah sirip 6 dengan

peningkatan 20,18 % dibanding variasi jumlah sirip 4 (semua diambil pada jarak 10 cm).

3. Variasi jumlah dan jarak sirip delta wing berpengaruh terhadap peningkatan penurunan tekanan. Peningkatan terbesar pada variasi 4/10 dengan peningkatan 3 % dibanding dengan variasi 4/20, kemudian pada variasi 6/10 dengan peningkatan 4,98 % dibanding dengan variasi 6/20.
4. Pada variasi yang sama 4/10 dengan bahan yang berbeda memberikan hasil nilai koefisien perpindahan kalor total yang berbeda. Bahan aluminium mempunyai nilai lebih besar 6.01 % dari stainless steel, dan tembaga mempunyai nilai 7.41 % lebih besar dari stainless steel.

## 5.2 SARAN-SARAN

Untuk pengembangan alat penukar kalor pipa ganda penulis memberikan saran-saran sebagai berikut :

1. Perlu adanya penelitian lebih lanjut mengenai performa berbagai sirip selain menggunakan bentuk delta wing.
2. Untuk mendapatkan data temperatur yang konstan, hendaknya pada *heater* yang terdapat dalam tangki digunakan *thermostat* yang dapat ditentukan temperaturnya dalam batasan waktu tertentu.

**DAFTAR PUSTAKA**

- Holman, J. P., 1991, *Perpindahan Kalor*, Ed. 6, Jakarta: Erlangga.
- Incropera, F.P. dan DeWitt, D.P., 1990, *Fundamentals of Heat Transfer*, Ed. 3, New York : John Willey & Sons.
- Incropera, F.P. dan DeWitt, D.P., 2001, *Fundamentals of Heat Transfer*, Ed. 5, New York : John Willey & Sons.
- Koestoer, Raldi Artono, 2002, *Perpindahan Kalor Untuk Mahasiswa Teknik*, Ed. 1, Jakarta : Salemba Teknika.
- Kreith, Frank, 1997, *Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*, Ed. 3, Jakarta: PT. Gelora Aksara Pratama.
- Prajitno, 2005, *Hand Out Perpindahan Kalor Lanjut*, Ed. 2, Jogjakarta: Universitas Gajah Mada.
- Streeter, V.L. dan Wylie, E. B., 1996, *Mekanika Fluida*, Ed. 8, Jakarta: Erlangga





**LAMPIRAN**

**PERPUSTAKAAN  
UNNES**



## Lampiran 1

## FAKTOR KONVERSI

<b>Panjang</b>		<b>Konduktivitas thermal</b>	
12 in	= 1 ft	1 Btu/h . ft . °F	= 1.7307 W/m.°C
1 in	= 2.54 cm		
1 μm	= 10 <sup>-6</sup> m = 10 <sup>-4</sup> cm	<b>Koefisien perpindahan kalor</b>	
<b>Massa</b>		1 Btu/h.ft <sup>2</sup> .°F	= 5.6782 W/m <sup>2</sup> .°C
1 kg	= 2.205 lb <sub>m</sub>	<b>Volume</b>	
1 slug	= 32.16 lb <sub>m</sub>	1 in <sup>3</sup>	= 1.63871 x 10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
454 g	= 1 lb <sub>fm</sub>	1 ft <sup>3</sup>	= 0.0283168 m <sup>3</sup>
1 lb <sub>m</sub>	= 0.45359237 kg	1 gal	= 231 in <sup>3</sup> = 0.0038 m <sup>3</sup>
<b>Gaya</b>		<b>Energi</b>	
1 dyn	= 2.248 x 10 <sup>-6</sup> lb <sub>f</sub>	1 Btu	= 1055.04 J
1 lb <sub>f</sub>	= 4.448 N	1 erg	= 10 <sup>-7</sup> J
10 <sup>5</sup>	= 1 N	1 cal (15°C)	= 4.1855 J
1 dyn	= 10 <sup>-5</sup> N	1 ft.lb <sub>f</sub>	= 1.35582 J
<b>Tekanan</b>		1 hp . h	= 2545 Btu
1 N/m <sup>2</sup>	= 1 Pa	1 Btu	= 778 ft . lb <sub>f</sub>
1 atm	= 1.01325 x 10 <sup>5</sup> Pa	1 Btu	= 252 cal
1 lb <sub>f</sub> /in <sup>2</sup>	= 6894.76 Pa	1 kWh	= 3413 Btu
1 in Hg	= 70.73 lb <sub>f</sub> /ft <sup>2</sup>	<b>Densitas</b>	
<b>Daya</b>		1 lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup>	= 16.0185 kg/m <sup>3</sup>
1 hp	= 745.7 W	1 lb <sub>m</sub> /in <sup>3</sup>	= 2.76799x 10 <sup>4</sup> kg/m <sup>3</sup>
1 Btu/h	= 0.293 W	<b>Laju aliran panas</b>	
<b>Suhu</b>		1 Btu/h	= 0.293 W
1 °R	= (5/9) °K	1 cal/s cm <sup>2</sup>	= 13.272 Btu/h.ft <sup>2</sup>
t (°F)	= (K-273) 9/5 + 32	1 watt/cm <sup>2</sup>	= 3171 Btu/h.ft <sup>2</sup>
1 °K	= 1.8 °F	1 cal/h cm <sup>2</sup>	= 3.687 Btu/ h.ft <sup>2</sup>
1 °C	= 1.8 °F	<b>Kapasitas panas spesifik</b>	
1 Rankine	= 1 F	1 Btu/lb F	= 4.184 J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
<b>Viskositas</b>		<b>Laju aliran massa</b>	
1 lb <sub>m</sub> /h ft	= 4.13 x 10 <sup>-4</sup> Ns/m <sup>2</sup>	1 lb/h	= 0.000126 kg/s
1 lb <sub>m</sub> /s ft	= 1.488 Ns/m <sup>2</sup>		
1 ft <sup>2</sup> /s	= 0.0929 m <sup>2</sup> /s		
1 lb <sub>f</sub> s/ft <sup>2</sup>	= 32.174 lb <sub>m</sub> / s ft		

## Lampiran 2

Tabel A-9 Sifat-sifat Air (Zat-cair Jenuh)

°F	°C	$C_p$ kJ/kg, °C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ kg/m.s	$k$ W/m.°C	Pr	$g\beta\rho^2C_p/\mu k$ 1/m <sup>3</sup> .°C
32	0	4.225	999.8	$1.79 \times 10^{-3}$	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	$1.91 \times 10^9$
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	$6.34 \times 10^9$
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	$1.08 \times 10^{10}$
70	21.11	4.179	997.4	$9.8 \times 10^{-4}$	0.604	6.78	$1.46 \times 10^{10}$
80	26.67	4.179	995.8	8.60	0.614	5.85	$1.91 \times 10^{10}$
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	$2.48 \times 10^{10}$
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.63	4.53	$3.3 \times 10^{10}$
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	$4.19 \times 10^{10}$
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	$4.89 \times 10^{10}$
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	$5.66 \times 10^{10}$
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	$6.48 \times 10^{10}$
150	65.55	4.183	980.3	4.30	0.659	2.73	$7.62 \times 10^{10}$
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	$8.84 \times 10^{10}$
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	$9.85 \times 10^{10}$
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	$1.09 \times 10^{11}$
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.271	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	$9.51 \times 10^{-5}$			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

J.P HOLMAN, 1994

## Lampiran 3

## DAFTAR SIMBOL

Simbol	Besaran	Satuan Teknik AS	Satuan SI
C	Laju kapasitas panas per jam	Btu/h F	W/K
Cc	Laju kapasitas panas per jam fluida dingin dalam penukar panas	Btu/h F	W/K
Ch	Laju kapasitas panas fluida panas dalam penukar panas	Btu/h F	W/K
$\epsilon$	Keefektifan penukar panas	Btu/ h ft <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>
F	Gaya	lbf	Newton
g	Perpcepatan gravitasi	ft /s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>
G	Kecepatan massa atau laju aliran per luas satuan	lbm/ h ft <sup>2</sup>	kg/ m <sup>2</sup> s
h	Enthalpi per massa satuan	Btu/ lbm	J/ kg
k	Konduktifitas termal	Btu/ h ft F	W/m <sup>2</sup> K
k <sub>s</sub>	Konduktifitas termal benda padat	Btu/ h ft F	W/m <sup>2</sup> K
k <sub>f</sub>	Konduktifitas termal fluida	Btu/ h ft F	W/m <sup>2</sup> K
K	Konduktansi termal	Btu/ h F	W/ K
K <sub>k</sub>	Konduktansi termal untuk perpindahan panas konduksi	Btu/ h F	W/ K
K <sub>c</sub>	Konduktansi termal konveksi	Btu/ h F	W/ K
l	Panjang, umum	ft atau in	m/s <sup>2</sup>
L	Panjang sepanjang lintasan aliran panas atau panjang karakteristik benda	ft atau in	m/ s <sup>2</sup>
m	Laju aliran massa	lbm /s	kg/ s
M	massa	lbm	kg
N	Jumlah (umum); jumlah pipa, dsb		
p	Tekanan statik; p <sub>c</sub> , tekanan kritik; p <sub>A</sub>	psi	pascal
P	Keliling basah	ft	m
P	Tekanan total	atm	N/m <sup>2</sup>
q	Laju aliran panas	Btu/ h	W(J/s)
q <sub>k</sub>	Laju aliran panas konduksi	Btu/ h	W(J/s)
q <sub>c</sub>	Laju aliran panas konveksi	Btu/ h	W(J/s)
Q	Jumlah panas	Btu	J (joule)
Q	Laju volume aliran fluida	ft <sup>3</sup> /hr	m <sup>3</sup> / s
r	jari-jari	ft	m
r <sub>o</sub>	jari-jari luar	ft	m
r <sub>i</sub>	jari-jari dalam	ft	m
R	Tahanan termal, R <sub>c</sub> tahanan perpindahan panas konveksi	h F/ Btu	s / W
R <sub>k</sub>	Tahanan termal perpindahan panas konduksi	h F/ Btu	s / W
T	Suhu	F atau R	K
U	Konduktansi satuan keseluruhan	Btu/ h ft <sup>2</sup>	W/ m <sup>2</sup> K
v	Kecepatan rata-rata terhadap waktu dalam arah	F	m/ s
V	Volume	ft <sup>3</sup>	m <sup>3</sup>



## LAMPIRAN 4

### Hasil Perhitungan

#### 4.1 Tabel hasil perhitungan *Heat Exchanger* dengan bahan Aluminium

Jml/jarar sirip	Debit Vc (lt/s)	Debit aktual V <sub>cact</sub> (lt/s)	Kecepatan u (m/s)	Bilangan Reynold (Re)	Bilangan Nuselt (Nu <sub>c</sub> )
4/10	0.473	0.478	0.1611	12578.144	75.75
4/15	0.473	0.478	0.1611	12475.494	75.47
4/20	0.473	0.478	0.1611	12432.018	75.35
6/10	0.473	0.478	0.1639	9022.472	57.84
6/15	0.473	0.478	0.1639	8947.95	57.62
6/20	0.473	0.478	0.1639	8881.937	57.43

Bilangan Nuselt (Nu <sub>h</sub> )	Debit Vh (lt/s)	Debit aktual V <sub>hact</sub> (lt/s)	Penurunan Tekanan ΔP (N/m <sup>2</sup> )	Koefisien Cc (J/s K)
215.999	0.21	0.24	4352.9	1990.42
216.759	0.21	0.24	4028.59	1990.62
217.048	0.21	0.24	3982.97	1990.70
215.999	0.21	0.24	4768.46	1990.13
216.589	0.21	0.24	4439.22	1990.33
217.219	0.21	0.24	4106.28	1990.51

Lanjutan lampiran 1 tabel hasil perhitungan *Heat Exchanger* dengan bahan Aluminium

Koefisien Ch (J/s K)	Laju kalor $Q_{cact}$ (W)	Laju kalor $Q_{hact}$ (W)	Laju kalor ideal $Q_{ideal}$ (W)	$\Delta T_{lmtd}$ ( °C)
982.572	13932.937	14414.331	110806.66	44.72
982.225	12540.911	12768.928	110817.86	45.94
982.094	11944.242	12148.507	110822.66	46.41
982.572	15921.058	16379.475	112780.79	44.19
982.302	14529.434	15097.980	112792.19	45.21
982.017	13276.732	13748.245	112802.46	46.29

Koef. Perpindahan kalor $U_c$ (W/m <sup>2</sup> C)	Koef. Perpindahan kalor $U_h$ (W/m <sup>2</sup> C)	$U_c$ teoritis	$h_0$	$h_1$
793.782	4041.377	704.225	487.37	11277.64
659.502	3484.978	606.061	485.05	11332.68
655.703	3282.071	591.716	484.06	11353.61
1150.690	4615.052	1075.269	713.91	11277.64
1033.622	4187.174	1010.101	710.48	11320.43
922.568	3724.291	909.091	707.43	11365.95

#### 4.2 Tabel hasil perhitungan *Heat Exchanger* dengan bahan Tembaga

Jml/jarar sirip	Debit Vc (lt/s)	Debit aktual Vc <sub>act</sub> (lt/s)	Kecepatan u (m/s)	Bilangan Reynold (Re)	Bilangan Nuselt (Nu <sub>C</sub> )
4/10	0.473	0.478	0.1611	12622.662	75.88
4/15	0.473	0.478	0.1611	12529.539	75.62
4/20	0.473	0.478	0.1611	12475.494	75.47
6/10	0.473	0.478	0.1639	9052.967	57.92
6/15	0.473	0.478	0.1639	9020.649	57.83
6/20	0.473	0.478	0.1639	8914.591	57.52

Bilangan Nuselt (Nu <sub>h</sub> )	Debit Vh (lt/s)	Debit aKtual Vh <sub>act</sub> (lt/s)	Penurunan Tekanan ΔP (N/m <sup>2</sup> )	Koefisien Cc (J/s K)
216.285	0.21	0.24	4352.9	1990.333
217.219	0.21	0.24	4028.59	1990.514
217.683	0.21	0.24	3982.97	1990.621
216.590	0.21	0.24	3768.46	1990.046
215.999	0.21	0.24	4398.53	1990.132
216.135	0.21	0.24	4106.28	1990.420

Lanjutan lampiran 2 tabel hasil perhitungan *Heat Exchanger* dengan bahan tembaga

Koefisien Ch (J/s K)	Laju kalor $Q_{cact}$ (W)	Laju kalor $Q_{hact}$ (W)	Laju kalor ideal $Q_{ideal}$ (W)	$\Delta T_{lmtD}$ ( $^{\circ}$ C)
982.441	14529.434	15031.35	112055.77	44.88
982.017	13276.732	13748.24	112802.46	46.24
981.810	12540.911	12763.53	112808.48	46.94
982.424	16517.382	17064.71	114765.95	44.78
982.764	15921.058	16382.68	112780.79	44.19
982.686	13932.937	14121.20	110806.66	44.88

Koef. Perpindahan kalor $U_c$ ( $W/m^2C$ )	Koef. Perpindahan kalor $U_h$ ( $W/m^2C$ )	$U_c$ teorotis	$h_0$	$h_1$
824.814	4199.347	769.231	488.37	11298.32
731.533	3727.916	719.424	486.27	11365.95
680.685	3409.292	657.895	485.05	11399.48
1186.567	4778.057	1098.90	715.39	11320.43
1158.999	4648.337	1020.41	713.91	11277.64
998.677	3945.075	942.51	709.03	11287.48



#### 4.3 Tabel hasil perhitungan *Heat Exchanger* dengan bahan Stainless Steel

Jml/jarar sirip	Debit Vc (lt/s)	Debit aktual V <sub>cact</sub> (lt/s)	Kecepatan u (m/s)	Bilangan Reynold (Re)	Bilangan Nuselt (Nu <sub>c</sub> )
4/10	0.473	0.478	0.1611	12432.018	75.35
4/15	0.473	0.478	0.1611	12289.29	74.95
4/20	0.473	0.478	0.1611	12191.339	74.68
6/10	0.473	0.478	0.1639	8914.591	57.52
6/15	0.473	0.478	0.1639	8841.839	57.30
6/20	0.473	0.478	0.1639	8739.969	57

Bilangan Nuselt (Nu <sub>h</sub> )	Debit Vh (lt/s)	Debit aktual V <sub>hact</sub> (lt/s)	Penurunan Tekanan ΔP (N/m <sup>2</sup> )	Koefisien Cc (J/s K)
216.911	0.21	0.24	4352.90	1990.710
219.559	0.21	0.24	4028.59	1990.994
216.421	0.21	0.24	3982.97	1991.196
216.910	0.21	0.24	4809.16	1990.420
218.273	0.21	0.24	4398.53	1990.621
218.447	0.21	0.24	4106.28	1990.910

Lanjutan lampiran 3 tabel hasil perhitungan *Heat Exchanger* dengan bahan Stainless Steel

Koefisien Ch (J/s K)	Laju kalor $Q_{c,act}$ (W)	Laju kalor $Q_{h,act}$ (W)	Laju kalor ideal $Q_{ideal}$ (W)	$\Delta T_{lmtd}$ ( $^{\circ}$ C)
982.157	11944.242	12443.925	110822.66	46.25
980.766	9954.972	10101.885	114083.98	49.60
982.521	8562.141	8842.688	106130.73	46.61
982.241	13932.937	14409.471	112797.08	45.25
981.473	12540.911	12759.151	114062.57	47.57
981.376	10551.814	11158.247	112824.77	48.27

Koef. Perpindahan kalor $U_c$ ( $W/m^2C$ )	Koef. Perpindahan kalor $U_h$ ( $W/m^2C$ )	$U_c$ teorotis	$h_0$	$h_1$
657.972	3373.512	617.284	484.061	11343.63
511.351	2553.626	476.190	480.8	11534.67
468.019	2378.712	434.783	478.548	11308.21
990.511	3992.694	892.857	709.03	11343.63
848.069	3362.987	793.651	705.65	11442.06
703.210	2898.380	699.301	700.89	11454.64

## Lampiran Foto-foto Penelitian



Gambar lampiran Reservoir atas untuk fluida panas



Gambar lampiran Reservoir bawah untuk fluida dingin

Lampiran lanjutan

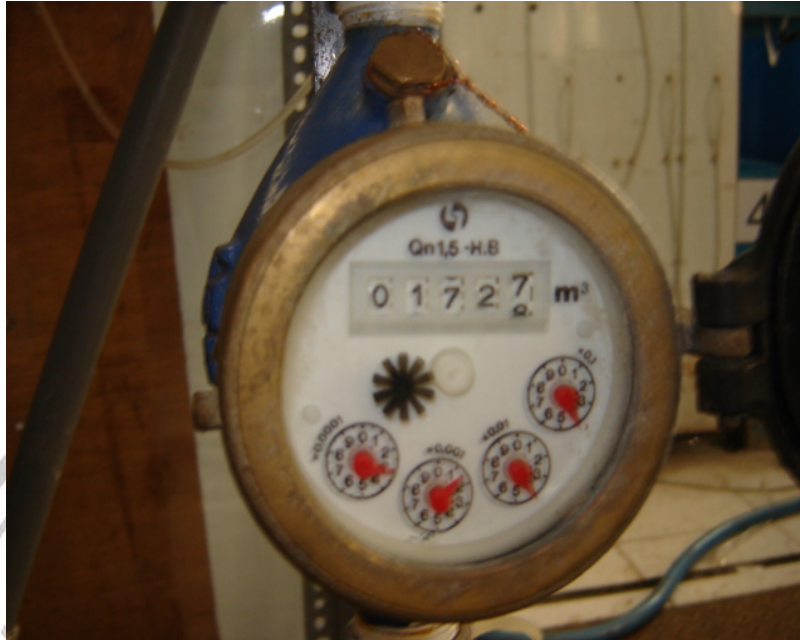


Gambar lampiran Penukar kalor pipa ganda



Gambar lampiran Manometer pengukur tekanan

Lampiran lanjutan



Gambar lampiran Flow meter untuk fluida air



Gambar lampiran Flow meter untuk fluida air