

**PENGARUH JARAK ANTAR SIRIP-SIRIP TURBULATOR  
PADA ALAT PENUKAR KALOR TERHADAP  
LAJU PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

**ANDRI HERMAWAN  
NIM. 0610623010-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL  
UNIVERSITAS BRAWIJAYA  
FAKULTAS TEKNIK  
MALANG  
2010**

LEMBAR PERSETUJUAN

PENGARUH JARAK ANTAR SIRIP-SIRIP TURBULATOR  
PADA ALAT PENUKAR KALOR TERHADAP  
LAJU PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN

SKRIPSI  
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :  
**ANDRI HERMAWAN**  
NIM. 0610623010-62

Telah Diperiksa dan Disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I,

Dosen Pembimbing II,

Ir. Djoko Sutikno, M.Eng  
NIP. 19541009 198303 1 002

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT  
NIP. 19720903 199702 1 001

**LEMBAR PENGESAHAN**

**PENGARUH JARAK ANTAR SIRIP-SIRIP TURBULATOR  
PADA ALAT PENUKAR KALOR TERHADAP  
LAJU PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

**ANDRI HERMAWAN  
0610623010-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada tanggal 15 Desember 2010

Dosen Penguji :

**Penguji Skripsi I,**

**Penguji Skripsi II,**

**Putu Hadi Setyarini, ST., MT  
NIP. 19770806 200312 2 001**

**Prof. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.Sc.  
NIP. 19490911 198403 1 001**

**Penguji Komprehensif,**

**Ir. Winarno Yahdi Atmodjo, MT  
NIP. 19460804 198303 1 001**

Mengetahui :

**Ketua Jurusan Teknik Mesin,**

**Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT  
NIP. 19720903 199702 1 001**



## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayahNya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini dengan baik dan benar. Sholawat dan salam semoga selalu diberikan kepada Nabi besar Muhammad SAW. Penyusunan dan penyelesaian skripsi ini tidak lepas dari keterlibatan dan bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan kali ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang sekaligus Dosen Pembimbing II, yang telah memberikan kritik dan saran yang bermanfaat dalam penyusunan skripsi ini.
2. Bapak Dr. Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng., selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.
3. Bapak Ir. Djoko Sutikno, M.Eng., selaku Kepala Laboratorium Mesin-Mesin Fluida sekaligus Dosen Pembimbing I, yang telah memberikan bimbingan dan saran yang bermanfaat dalam penyusunan skripsi ini.
4. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT., selaku Ketua Kelompok Dasar Keahlian Konversi Energi, yang telah memberikan gambaran ide skripsi.
5. Bapak Hartono Affandi (Alm) dan Ibu Tuti Suprasetyowati selaku kedua orang tua penulis yang amat saya sayangi dan banggakan, mbak Tika, mas Arif, dek Anja, keluarga Ayu serta keluarga besar yang telah memberikan dukungan moril dan motivasi yang sangat berarti sehingga dapat menyelesaikan skripsi dengan baik.
6. Teman hidup masa depan, tempat bersandar dan sumber inspirasi, Ayudya yang telah senantiasa mendukung dan menyemangati dalam terselesainya skripsi ini.
7. Teman seperjuangan skripsi Rizal P., teman-teman asisten Laboratorium Mesin-Mesin Fluida yang kreatif dan selalu ada waktu buat diajak berbagi masalah, teman-teman Mesin 2006, arek kos Kertorahayu Dalam 50, teman berbagi Satrio.
8. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Akhir kata, penulis mengharapkan skripsi ini dapat memberikan manfaat yang positif pada pembaca. Semoga memunculkan ide-ide baru, saran dan kritik yang membangun untuk ke depannya.

Malang, Desember 2010

Penulis

## DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR LAMPIRAN	vii
ABSTRACT	ix
RINGKASAN	x
<b>BAB I</b> PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
<b>BAB II</b> TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 Energi Kalor	6
2.3 Perpindahan Kalor	7
2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi	7
2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi	8
2.4 Analisa Aliran	9
2.4.1 Analisa Laminer	10
2.4.2 Analisa Turbulen	10
2.4.3 <i>Vortex</i>	11
2.4.4 Aliran Dalam Pipa	11
2.4.5 Lapisan Batas	12
2.4.5.1 Lapisan Batas Hidrodinamik	13
2.4.5.2 Lapisan Batas <i>Thermal</i>	14
2.4.6 Angka <i>Reynold (Re)</i>	14
2.4.7 Angka <i>Prandtl (Pr)</i>	15
2.4.8 Angka <i>Nusselt (Nu)</i>	15
2.5 Alat Penukar Kalor	17

2.5.1	Analisa Alat Penukar Kalor	18
2.5.1.1	LMTD ( <i>log mean temperatur difference</i> )	20
2.5.1.2	Metode NTU-Efektivitas	21
2.6	<i>Louvered</i> Turbulator	22
2.7	Penurunan Tekanan	23
2.8	Hipotesis	24
<b>BAB III</b>	<b>METODOLOGI PENELITIAN</b>	<b>25</b>
3.1	Metode Penelitian	25
3.2	Waktu dan Tempat penelitian	25
3.3	Variabel Penelitian	25
3.4	Alat-alat Penelitian	26
3.4.1	Alat Utama	26
3.4.2	Peralatan Pendukung	27
3.5	Prosedur Penelitian	31
3.6	Rancangan Penelitian	32
3.7	Diagram Alir Penelitian	33
<b>BAB IV</b>	<b>HASIL DAN PEMBAHASAN</b>	<b>34</b>
4.1	Analisa Data	34
4.1.1	Data Hasil Pengujian	34
4.1.2	Contoh Perhitungan	35
4.1.3	Uji Hipotesis	40
4.1.3.1	Pengujian Hipotesis Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor	40
4.1.3.2	Pengujian Hipotesis Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Penurunan Tekanan pada Alat Penukar Kalor	43
4.2	Pembahasan Grafik	45
4.2.1	Pembahasan Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor	45



4.2.2	Pembahasan Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip- Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Penurunan Tekanan pada Alat Penukar Kalor	47
-------	--	----

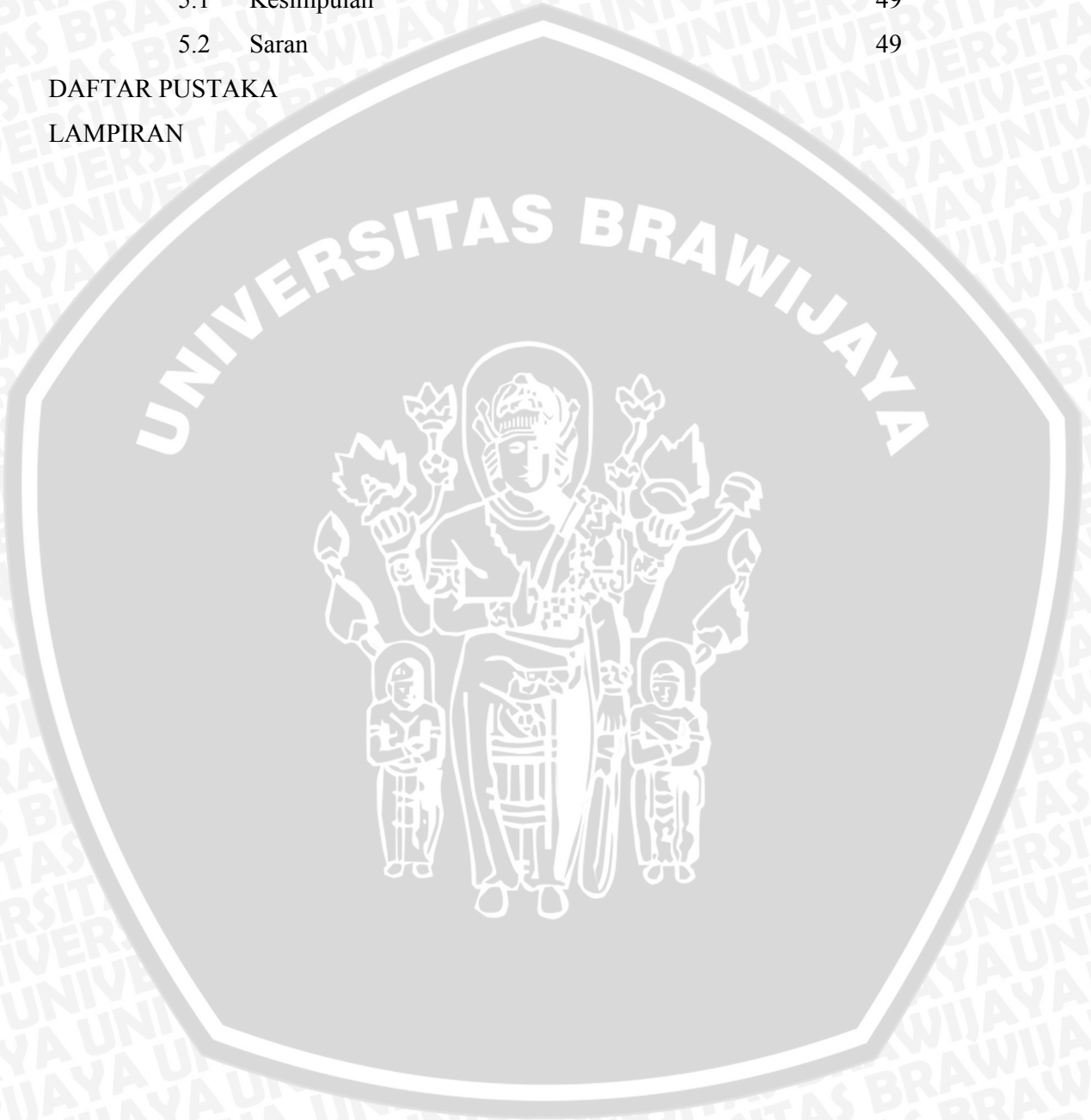
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	49
-------	----------------------	----

5.1	Kesimpulan	49
-----	------------	----

5.2	Saran	49
-----	-------	----

DAFTAR PUSTAKA		
----------------	--	--

LAMPIRAN		
----------	--	--



## DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Contoh tabel data temperatur (T) dan beda ketinggian air (h) pada alat penukar kalor	32
Tabel 4.1	Data pengujian alat penukar kalor tanpa turbulator	34
Tabel 4.2	Data pengujian alat penukar kalor alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 55 mm	34
Tabel 4.3	Data pengujian alat penukar kalor alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 45 mm	35
Tabel 4.4	Data pengujian alat penukar kalor alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm	35
Tabel 4.5	Pengolahan data uji hipotesis pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor	42
Tabel 4.6	Analisis varian pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor	42
Tabel 4.7	Pengolahan data uji hipotesis pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap penurunan tekanan pada alat penukar kalor	44
Tabel 4.8	Analisis varian pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap penurunan tekanan pada alat penukar kalor	44

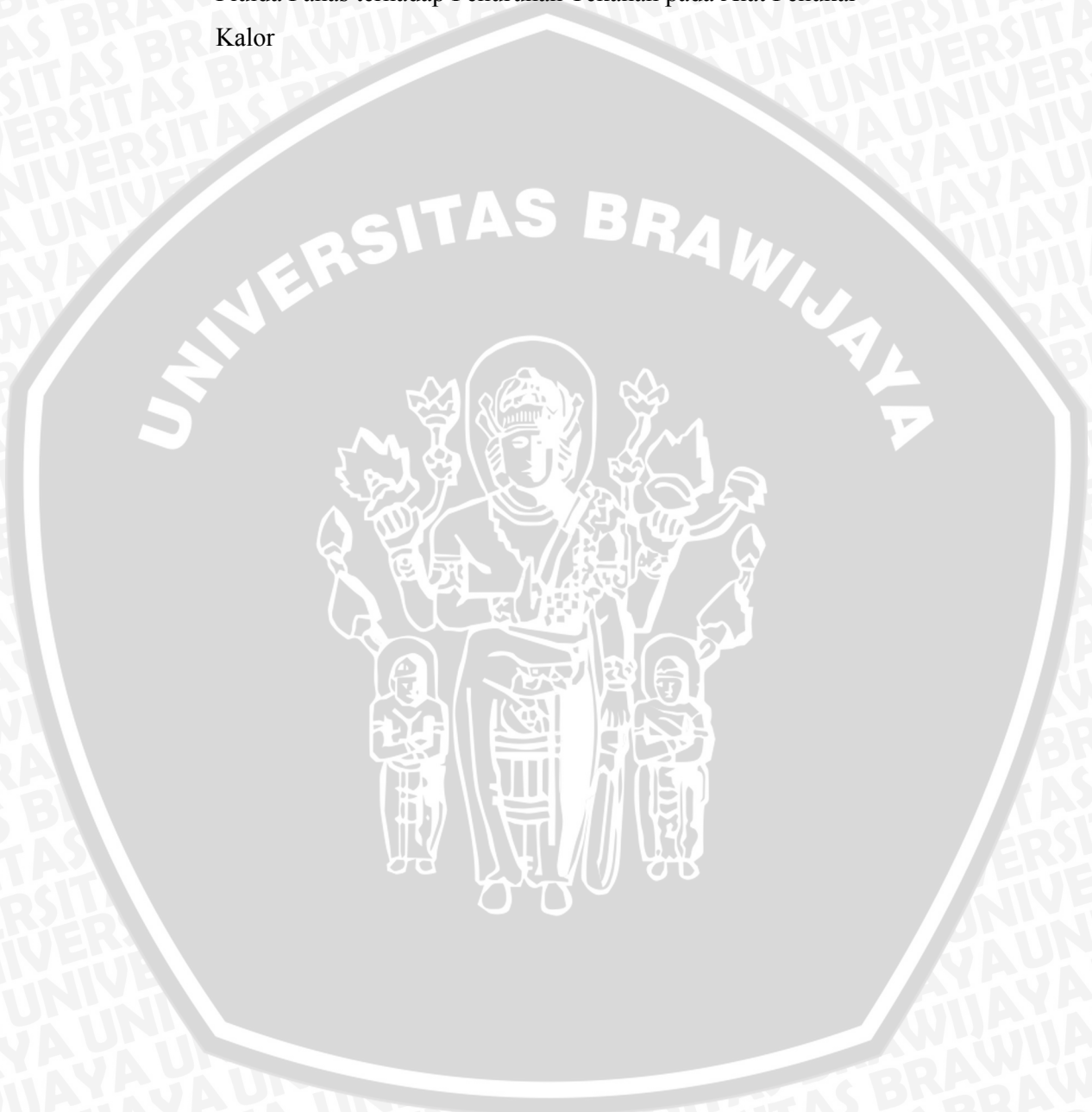


## DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Hubungan angka <i>Reynold</i> terhadap angka <i>Nusselt</i>	4
Gambar 2.2	Hubungan angka <i>Reynold</i> terhadap faktor gesekan	5
Gambar 2.3	Transfer energi kalor pada sistem dengan <i>control volume</i>	6
Gambar 2.4	Perpindahan kalor konduksi	7
Gambar 2.5	Perpindahan kalor konveksi	9
Gambar 2.6	Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran <i>eksternal</i> )	11
Gambar 2.7	Geometri <i>Vortex</i> menurut besar angka <i>Reynolds</i>	11
Gambar 2.8	Distribusi kecepatan fluida dalam pipa	12
Gambar 2.9	Distribusi temperatur fluida yang mengalir dalam pipa	12
Gambar 2.10	Proses berkembangnya lapisan batas hidrodinamik	13
Gambar 2.11	Lapisan batas <i>thermal</i>	14
Gambar 2.12	Alat penukar kalor aliran kontra/berlawanan	17
Gambar 2.13	Distribusi temperatur alat penukar kalor aliran kontra/berlawanan	17
Gambar 2.14	Hambatan <i>thermal</i> pada alat penukar kalor jenis pipa ganda	18
Gambar 2.15	Persamaan $\Delta T_1$ dan $\Delta T_2$ pada alat penukar kalor aliran berlawanan	20
Gambar 2.16	<i>Louvered</i> turbulator	23
Gambar 3.1	Susunan instalasi pengujian	26
Gambar 3.2	Pemasangan <i>louvered</i> turbulator	27
Gambar 3.3	Desain jarak antar sirip-sirip turbulator	27
Gambar 3.4	Pompa Air	28
Gambar 3.5	Debit Meter	28
Gambar 3.6	Manometer	29
Gambar 3.7	<i>Automatic Thermocontroller</i>	29
Gambar 3.8	<i>Thermocouple</i> tipe K dan sensor LM35	30
Gambar 3.9	<i>Display</i> digital	30
Gambar 3.10	<i>Magnetic contactor</i>	30
Gambar 3.11	Pemanas ( <i>heater</i> )	31
Gambar 3.12	Diagram Alir Penelitian	33

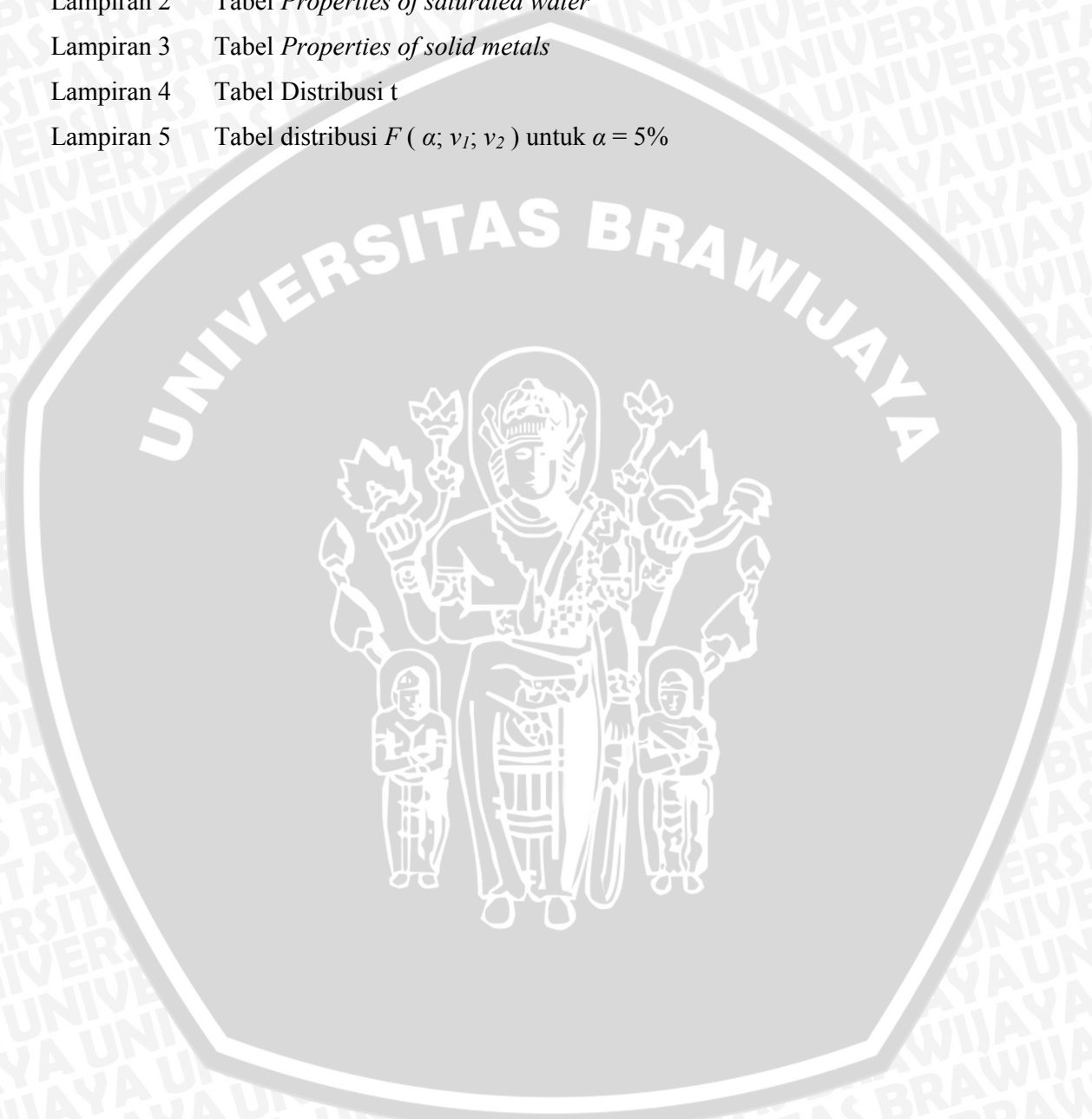
Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor 45

Gambar 4.2 Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Penurunan Tekanan pada Alat Penukar Kalor 47



## DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Tabel hasil pengolahan data alat penukar kalor
Lampiran 2	Tabel <i>Properties of saturated wáter</i>
Lampiran 3	Tabel <i>Properties of solid metals</i>
Lampiran 4	Tabel Distribusi t
Lampiran 5	Tabel distribusi $F ( \alpha; \nu_1; \nu_2 )$ untuk $\alpha = 5\%$





## ABSTRACT

**Andri Hermawan**, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Brawijaya, December 2010, *Effect of Pitch Strips Turbulator in Heat Exchanger of the Rate Heat Transfer and Pressure Drop*, Academic Supervisor : Ir. Djoko Sutikno, M.Eng., Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.

Today, the developing of science and technology grow so rapidly, especially in engineering. If a machine works, it will generate heat. This heat must be released into the environment for optimum engine performance. For it required a tool that can release heat quickly or often known as “heat exchanger”. One way to increase the rate of heat transfer in heat exchanger is by adding a variation of pitch strips turbulator. With the right distance, we will get a great rate of heat transfer with the lowest pressure drop. This test using a double pipe type heat exchanger consisting of shell and tube. Research method used was quasi experimental method, using a variation of pitch strips turbulator [mm] are: 55; 45 ; 35 ; and without turbulator. Independent variables in the form of hot fluid flow [liter/hour] are: 400; 500; 600; 700; 800; 900. Dependent variable are the rate of Heat Transfer and Pressure Drop. Each test performed data retrieval of temperature and pressure difference as much as three times. The results showed that the closer distance between the strips turbulator will increase the rate of heat transfer and pressure drop when compared to without using a turbulator, which amounted 5401, 892 watts and 0.115 mH<sub>2</sub>O to variations 35 mm distance. The bigger flow of hot fluid flow rate increased the maximum heat transfer on the debit of 800 liters/hour.

**Key words:** heat exchanger, turbulator, the rate of heat transfer, pressure drop.

## RINGKASAN

**Andri Hermawan, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Desember 2010, Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator pada Alat Penukar Kalor Terhadap Laju Perpindahan Kalor dan Penurunan Tekanan, Dosen Pembimbing: Ir. Djoko Sutikno, M.Eng., Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.**

Ilmu pengetahuan dan teknologi dewasa ini berkembang begitu pesat terutama dalam bidang permesinan. Jika suatu mesin bekerja/beroperasi maka akan menimbulkan kalor. Kalor inilah yang harus dilepaskan kelingkuangan agar kinerja mesin tersebut tetap optimal. Untuk itu dibutuhkan suatu alat yang dapat melepas kalor dengan cepat atau sering dikenal dengan nama alat penukar kalor (*heat exchanger*). Salah satu cara untuk meningkatkan laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor yaitu dengan cara penambahan variasi jarak antar sirip-sirip turbulotor yang tepat maka akan didapat laju perpindahan kalor yang besar dengan *pressure drop* (penurunan tekanan) yang serendah-rendahnya.

Pengujian ini menggunakan alat penukar kalor jenis pipa ganda yang terdiri dari *shell* dan *tube*. Dalam penelitian ini metode yang digunakan adalah metode eksperimental semu. Pada penelitian ini menggunakan variasi jarak antar sirip-sirip turbulotor [mm] 55; 45; 35; tanpa turbulotor, variabel bebas berupa debit fluida panas [liter/jam] 400; 500; 600; 700; 800; 900. Variabel terikat, laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan. Dalam pengujian kedua pompa dihidupkan dan di atur masing-masing debit sampai keadaan mencapai kondisi *steady* dilakukan pengambilan data sebanyak tiga kali berupa temperatur masuk air dingin, temperatur keluar air dingin, temperatur masuk air panas, temperatur keluar air panas dan perbedaan ketinggian permukaan air pada manometer untuk tiap-tiap variasi debit air panas dan variasi jarak antar sirip-sirip turbulotor.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa semakin rapat jarak antar sirip-sirip turbulotor maka akan meningkatkan laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan jika dibandingkan dengan tanpa menggunakan turbulotor yaitu sebesar 5401,892 Watt dan 0,115 mH<sub>2</sub>O untuk variasi jarak antar sirip-sirip turbulotor 35 mm. Semakin besar debit fluida panas yang mengalir maka laju perpindahan kalor mengalami peningkatan maksimum pada debit 800 liter/jam.

**Kata kunci:** alat penukar kalor, turbulotor, laju perpindahan kalor, penurunan tekanan



## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Ilmu pengetahuan dan teknologi dewasa ini berkembang begitu pesat. Terutama dalam bidang industri, otomotif, transportasi bahkan rumah tangga yang semuanya membutuhkan penggerak berupa mesin. Kita tahu bahwa suatu mesin yang bekerja akan menimbulkan kalor. Kalor inilah yang harus dilepaskan kelingkuangan agar kinerja mesin tersebut tetap optimal. Untuk itu dibutuhkan suatu alat yang dapat melepas kalor dengan cepat atau dikenal dengan nama alat penukar kalor (*heat exchanger*).

Alat penukar kalor merupakan alat yang berfungsi memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai perbedaan temperatur dan menjaga agar kedua fluida tersebut tidak bercampur (Cengel, 2003:569). Teknologi alat penukar kalor sudah lama dikembangkan oleh para ilmuwan. Salah satu contoh sederhana terdapat pada kendaraan bermotor yaitu radiator. Alat ini berfungsi sebagai penyerap kalor dari mesin kendaraan dengan cara membuang kalor yang diserap oleh air ke udara dan atau kelingkuangan melalui sirip-sirip pendinginnya. Tak hanya itu konstruksi dari alat penukar kalor yang umum digunakan adalah jenis pipa ganda yang terdiri dari *shell* dan *tube*. Dimana *shell* adalah pipa bagian luar yang di aliri fluida air yang mana berfungsi sebagai media pendingin dan *tube* adalah pipa bagian dalam yang di aliri fluida panas.

Guna meningkatkan kinerja alat penukar kalor maka peneliti menambahkan alat yang bernama turbulator. Turbulator merupakan suatu penghalang yang dipasang pada saluran (*tube*) dengan tujuan mengganggu jalannya aliran fluida, sehingga akan meningkatkan intensitas turbulensi aliran pada saluran yang diakibatkan timbulnya pusaran atau olakan (*vortex*) di dalam saluran tersebut. Pada pusaran atau olakan (*vortex*) inilah terjadi pergerakan acak dari partikel-partikel fluida yang sedang bercampur antar partikel fluida lainnya sehingga akan meningkatkan perpindahan kalor secara konveksi, dengan meningkatnya perpindahan kalor konveksi akan meningkatkan laju perpindahan kalor. Pusaran atau olakan (*vortex*) menunjukkan angka *Reynold* yang tinggi sehingga dengan meningkatnya angka *Reynold* maka akan meningkatkan koefisien perpindahan kalor menyeluruh sehingga laju perpindahan kalor akan meningkat pula. Untuk meningkatkan laju perpindahan kalor juga dapat diatur arah aliran fluida yaitu aliran kontra/berlawanan (*counter flow*), aliran sama (*parallel flow*) dan aliran lintang (*cross flow*).



Berbagai penelitian telah banyak dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari pemasangan turbulator. Eiamsa-ard (2007) melakukan penelitian eksperimental pada *double pipe heat exchanger* dengan menggunakan *louvered strips*. Hasil penelitian didapatkan bahwa penambahan *louvered strips* dengan susunan sirip melengkung ke belakang (*backward arrangement*) akan mempengaruhi laju perpindahan kalor serta kehilangan tekanan yang cenderung meningkat jika dibandingkan tanpa menggunakan *louvered strips*. Wigraha (2010) melakukan penelitian eksperimental terhadap pengaruh sudut *louvered strips* terhadap laju perpindahan panas dan faktor gesekan pada *counter flow heat exchanger*. Hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa dengan adanya pemasangan penghalang dengan variasi sudut *louvered strips* 30° menyebabkan terjadinya peningkatan laju perpindahan kalor jika dibandingkan tanpa penghalang. Disamping itu peningkatan sudut *louvered strips* berbanding lurus dengan faktor gesekan sehingga akan meningkatkan kehilangan tekanan.

Berdasarkan penelitian-penelitian di atas tampak bahwa pemasangan turbulator mempunyai pengaruh positif dan negatif pada alat penukar kalor. Dampak positifnya adalah peningkatan laju perpindahan kalor, sedangkan dampak negatifnya adalah peningkatan *head losses* berupa gesekan pada saluran yang dapat meningkatkan penurunan tekanan. Oleh karena itu perlu dilakukan suatu penelitian mengenai jarak antar sirip-sirip turbulator yang tepat agar diperoleh laju perpindahan kalor yang besar dan penurunan tekanan yang sekecil mungkin.

### 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas maka dapat dibuat rumusan masalah yaitu bagaimana pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator pada alat penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan?.

### 1.3 Batasan Masalah

Untuk menghindari meluasnya permasalahan yang dibahas maka perlu diambil batasan masalah sebagai berikut :

1. Fluida yang digunakan adalah air.
2. Kondisi aliran fluida dianggap *steady state*.
3. Diasumsikan tidak ada kerugian gesek di pipa (*shell*) dan kerugian kalor ke lingkungan.
4. Konduktivitas *thermal* material diasumsikan konstan.

5. Jarak antar sirip-sirip turbulator yang divariasikan [mm]: 55; 45; 35 dengan panjang turbulator 1000 mm.
6. Turbulator terbuat dari *stainless steel* dengan sudut serang ( $\theta$ )  $30^\circ$  dengan susunan sirip melengkung kebelakang.
7. Sirip-sirip turbulator yang digunakan berbentuk *louvered*.
8. Arah aliran alat penukar kalor yaitu aliran kontra/berlawanan.

#### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah untuk mengetahui besarnya pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator pada alat penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan.

#### 1.5 Manfaat Penelitian

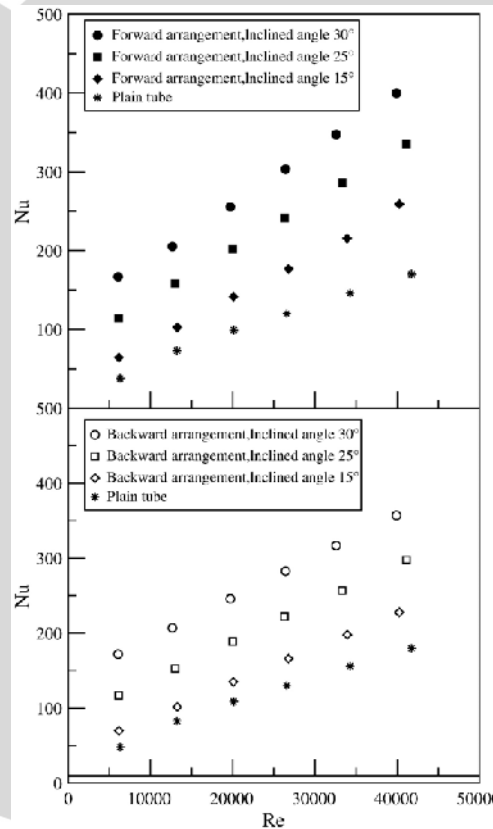
Penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan terutama masalah mekanika fluida dengan kondisi penelitian.
2. Memberikan kontribusi terhadap dunia industri khususnya yang berkaitan tentang pemanfaatan alat penukar kalor.
3. Diharapkan meningkatkan khasanah ilmu pengetahuan dan teknologi terutama tentang pemanfaatan alat penukar kalor.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Penelitian Sebelumnya

Eiamsa-ard (2007) melakukan penelitian eksperimental dengan judul *Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts*. Smith Eiamsa-ard, dkk membandingkan laju perpindahan kalor dan kehilangan tekanan, tanpa menggunakan *louvered strips* dan *louvered strips* dengan variasi sudut serang. Hasil penelitian didapatkan bahwa dengan penambahan *louvered strips* akan mempengaruhi laju perpindahan kalor serta kehilangan tekanan yang cenderung meningkat jika dibandingkan tanpa menggunakan *louvered strips*. Hal ini sesuai dengan gambar 2.1 dibawah.

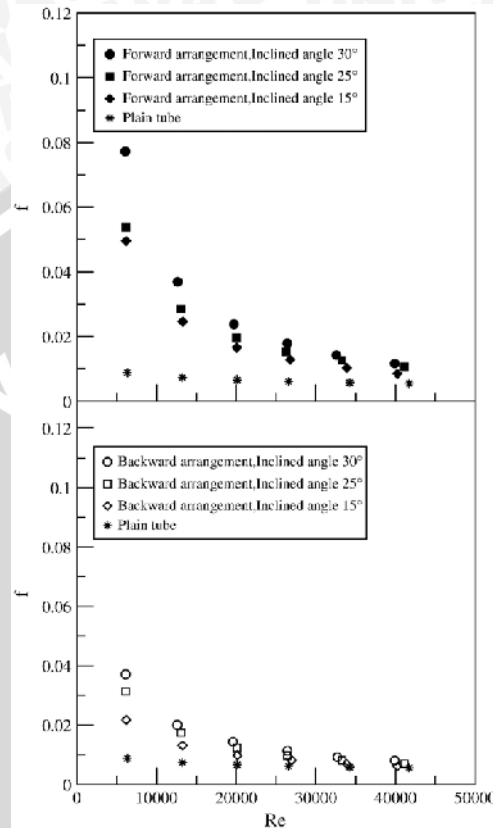


Gambar 2.1 Hubungan angka *Reynold* terhadap angka *Nusselt*.  
Sumber : Eiamsa-ard (2007:6).

Dari gambar 2.1 di atas terlihat semakin besar sudut serang dari *louvered strips* akan meningkatkan angka *Nusselt* yang mana dengan meningkatnya angka *Nusselt* akan meningkatkan laju perpindahan kalor, sedangkan faktor gesekan yang terdapat pada



*louvered strips* lebih meningkat seiring dengan peningkatan sudut serang jika dibandingkan dengan tanpa menggunakan *louvered strips*. Faktor gesekan inilah yang menyebabkan terjadinya penurunan tekanan seperti ditunjukkan pada gambar 2.2 di bawah ini.



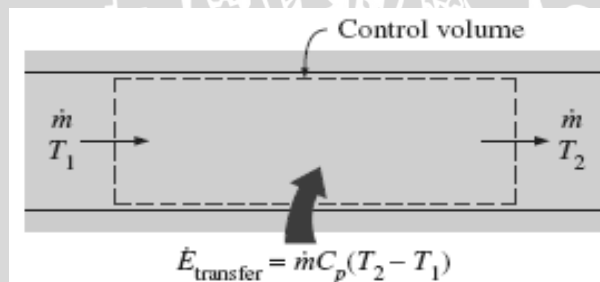
Gambar 2.2 Hubungan angka *Reynold* terhadap faktor gesekan.  
Sumber : Eiamsa-ard (2007:7).

Wigraha (2010) melakukan penelitian eksperimental terhadap pengaruh sudut *louvered strips* terhadap laju perpindahan panas dan faktor gesekan pada *counter flow heat exchanger*, penelitian dilakukan dengan memvariasikan sudut *louvered strips* sebesar 15°, 25° dan 30°, alat ini diletakkan pada pipa bagian dalam (*tube*) dari alat penukar kalor yang di aliri air panas. Hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa dengan adanya pemasang penghalang dengan variasi sudut *louvered strips* menyebabkan terjadinya peningkatan laju perpindahan kalor jika dibandingkan tanpa penghalang. Disamping itu peningkatan sudut *louvered strips* berbanding lurus dengan faktor gesekan sehingga akan meningkatkan kehilangan tekanan.

## 2.2 Energi Kalor

Energi kalor merupakan energi yang menunjukkan tingkat kecepatan gerak acak dari atom-atom atau molekul penyusun suatu benda. Kalor bergerak dari permukaan suatu sistem yang bersuhu tinggi ke batas sistem yang temperaturnya lebih rendah. Tingkat energi kalor suatu benda diindikasikan dengan temperatur benda tersebut. Secara mikroskopis, temperatur menunjukkan energi kalor yang dimiliki oleh suatu benda. Semakin tinggi kecepatan gerak acak dari atom-atom atau molekul penyusun suatu benda, maka semakin tinggi temperatur benda tersebut, sehingga energi kalor yang dimiliki oleh benda tersebut juga akan semakin tinggi.

Pada fluida yang mengalir *steady* di dalam suatu sistem dengan volume tertentu dimana terdapat satu *inlet* dan satu *outlet* maka laju aliran massa fluida yang masuk akan sama dengan laju aliran massa fluida keluar atau  $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$ , jika fluida tersebut tidak melakukan kerja maka besarnya energi kalor yang ditansfer oleh suatu fluida akan sama dengan perubahan energi yang terdapat pada sistem tersebut, ilustrasi tentang hal ini dapat dilihat pada gambar 2.3 dibawah ini.



Gambar 2.3 Transfer energi kalor pada sistem dengan *control volume*.

Sumber : Cengel (2003:17).

Besarnya laju energi kalor pada sistem tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{Cengel, 2003:17}) \quad (2-1)$$

Dimana :

$q$  = laju energi kalor (W)

$\dot{m}$  = laju aliran massa fluida (kg/s)

$C_p$  = Kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.K)

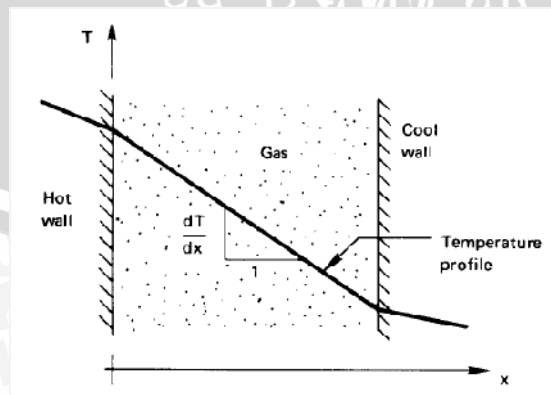
$\Delta T$  = Beda temperatur saluran masuk dan keluar (K)

## 2.3 Perpindahan Kalor

Jika dua buah benda yang berbeda temperatur saling didekatkan maka akan terjadi perpindahan kalor dari benda bertemperatur tinggi ke benda bertemperatur rendah dan akan berhenti hingga temperatur kedua benda sama. Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai *transfer* energi dari suatu sistem ke sistem lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur, baik melalui perantara ataupun tanpa perantara. Mekanisme perpindahan kalor dapat terjadi dengan tiga macam cara, yaitu konduksi, konveksi dan radiasi. Dalam penelitian ini, perpindahan kalor yang terjadi yaitu konduksi dan konveksi.

### 2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi adalah suatu proses dimana energi kalor berpindah dari sistem yang bertemperatur tinggi ke sistem yang bertemperatur rendah didalam satu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung. Perpindahan energi ini terjadi karena hubungan molekul secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Menurut teori kinetik, temperatur elemen suatu zat sebanding dengan energi kinetik rata-rata molekul-molekul yang membentuk elemen itu. Energi yang dimiliki oleh suatu elemen zat yang disebabkan oleh kecepatan dan posisi relatif molekul-molekulnya disebut energi dalam. Jadi, semakin cepat molekul-molekul bergerak maka semakin tinggi temperatur maupun energi dalam elemen zat. Perpindahan energi tersebut dapat berlangsung dengan tumbukan (*collision*) terjadi pada fluida atau dengan pembauran (difusi) elektron-elektron yang bergerak lebih cepat dari sistem yang bertemperatur tinggi ke sistem yang bertemperatur lebih rendah, seperti yang terjadi pada logam. Contoh dari perpindahan kalor konduksi dalam satu medium gas dimana terjadi perpindahan kalor dari temperatur tinggi ke temperatur rendah dapat terlihat pada gambar 2.4 di bawah ini.



Gambar 2.4 Perpindahan kalor konduksi.  
Sumber : Lienhard (2005:14).



Hubungan dasar perpindahan kalor dengan cara konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822, yaitu besarnya  $q_k$ , laju perpindahan kalor konduksi merupakan hasil kali dari tiga buah besaran, yaitu :

1.  $k$ , konduktivitas *thermal* bahan (Watt/m.°C).
2.  $A$ , luas panas dimana panas mengalir dengan cara konduksi dan harus diukur tegak lurus terhadap arah aliran panas ( $m^2$ ).
3.  $dT/dx$ , gradien temperatur pada penampang tersebut, yaitu laju perubahan suhu  $T$  terhadap jarak dalam arah aliran panas  $x$  (°C/m).

secara matematis dapat ditulis :

$$q_{cond} = - kA \frac{dT}{dx} \quad (\text{Kreith, 1987:7}) \quad (2-2)$$

Tanda (-) menunjukkan kenyataan bahwa aliran kalor dengan konduksi terjadi ke arah gradient temperatur yang menurun.

Konduktivitas *thermal* merupakan suatu konstanta proporsional yang didefinisikan sebagai besarnya kalor yang dapat dihantarkan oleh material dalam waktu satu detik tiap satu satuan panjang (tebal) bila antar ujung-ujungnya terjadi perbedaan temperatur [1 °K].

### 2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi adalah proses *transfer* energi pada fluida yang meliputi kerja gabungan dari konduksi dan gerakan mencampur fluida. Perpindahan energi dengan cara konveksi dari suatu permukaan yang suhunya diatas suhu fluida sekitarnya berlangsung dengan beberapa tahap. Pertama, panas 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 ini. Kemudian partikel-partikel fluida tersebut akan bergerak ke daerah yang bersuhu lebih rendah di dalam fluida dimana akan bercampur dengan memindahkan sebagian energinya kepada partikel-partikel fluida lainnya. Dalam hal ini alirannya adalah aliran fluida maupun energi. Energi sebenarnya disimpan di dalam partikel-partikel fluida dan diangkut oleh gerakan massa partikel-partikel tersebut.

Secara umum perpindahan kalor konveksi dapat dibedakan menjadi dua yaitu :

1. Konveksi bebas (*free convection*)

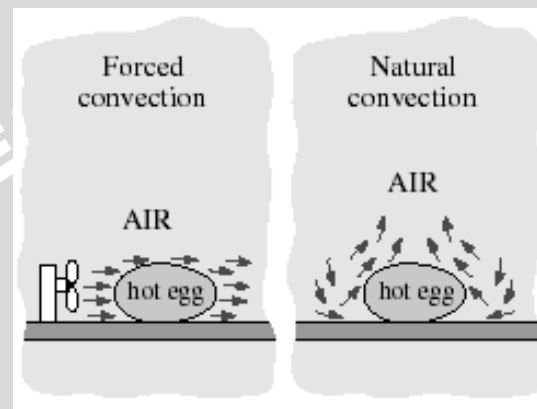
Pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena adanya perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien

temperatur. Proses ini terjadi secara alamiah sehingga sering disebut konveksi alamiah (*natural convection*).

## 2. Konveksi paksa (*forced convection*)

Pada konveksi paksa fluida dipaksa bergerak oleh adanya gaya atau energi dari luar, misalnya oleh pompa atau kipas (*fan*). *Transfer* kalor yang dihasilkan akan lebih tinggi daripada konveksi bebas.

Ilustrasi perpindahan kalor konveksi bebas dan konveksi paksa dapat dilihat pada gambar 2.5 berikut.



Gambar 2.5 Perpindahan kalor konveksi.

Sumber : Cengel (2003:30).

Besarnya laju perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$q_{conv} = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (\text{Cengel, 2003:351}) \quad (2-3)$$

Dimana :

$q_{conv}$  = Laju perpindahan kalor konveksi (W)

$h_c$  = Koefisien perpindahan kalor konveksi ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

$A$  = Luas permukaan perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )

$T_s$  = Temperatur permukaan benda ( $^\circ\text{C}$ )

$T_\infty$  = Temperatur fluida pada jarak tertentu dari permukaan benda ( $^\circ\text{C}$ )

## 2.4 Analisa Aliran

Perpindahan kalor konveksi tergantung pada keadaan aliran, lapisan batas dan apakah aliran tersebut laminar atau turbulen. Cara menentukan keadaan suatu aliran bersifat laminar atau turbulen, dapat dijadikan acuan yaitu besarnya angka *Reynold* dari aliran tersebut. Angka *Reynold* akan menentukan angka *Nusselt*. Yang mana angka *Nusselt* akan menentukan besarnya nilai dari koefisien perpindahan kalor konveksi.



### 2.4.1 Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran yang bergerak dalam lapisan-lapisan dengan gerakan yang teratur mengikuti lintasan yang teratur. Perpindahan momentum dan massa dalam aliran ini terjadi secara molekular dalam skala submikroskopis dari lapisan yang mempunyai kecepatan yang relatif tinggi menuju ke lapisan lain yang memiliki kecepatan yang relatif lebih rendah. Kecenderungan ke arah turbulensi diredam oleh gaya-gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerakan relatif lapisan-lapisan fluida. Pada aliran laminar partikel-partikel fluida bergerak secara berurutan mengikuti pola aliran yang mulus (*smooth streamline*) dan memiliki kecepatan yang tetap.

Untuk aliran laminar nilai angka *Reynold* adalah :

$$Re < 5 \cdot 10^5 \quad \text{untuk aliran eksternal (Cengel, 2001:745)}$$

$$Re < 2300 \quad \text{untuk aliran internal (Cengel, 2001:512)}$$

### 2.4.2 Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang partikel-partikel fluidanya bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi, karena mengalami percampuran serta putaran partikel antar lapisan, sehingga mengakibatkan pertukaran momentum dari satu bagian fluida ke bagian fluida yang lain dalam skala besar. Pada aliran ini lapisan-lapisan fluida tidak terlihat lagi sehingga aliran fluida dibayangkan sebagai bongkahan-bongkahan fluida. Pergerakan dari bongkahan-bongkahan fluida tersebut terjadi secara acak, sehingga proses perpindahan momentum dan massa terjadi secara makroskopis. Partikel-partikel bongkahan fluida berfungsi sebagai pembawa energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel-partikel lain dari fluida tersebut. Semakin cepat gerakan fluida tersebut, maka akan semakin besar energi yang dapat dipindahkan ke daerah bertemperatur lebih rendah.

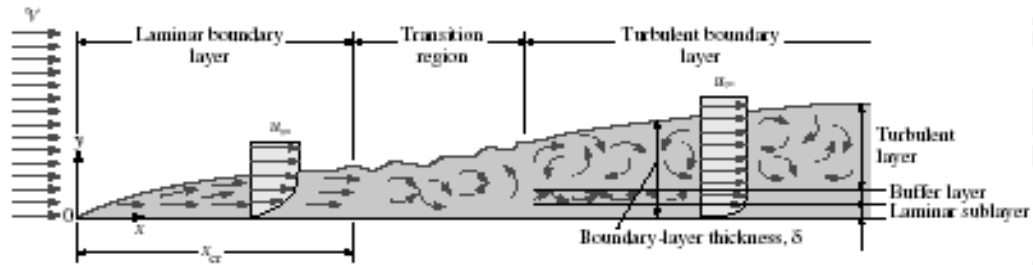
Besar angka *Reynold* untuk aliran turbulen adalah :

$$Re > 5 \cdot 10^5 \quad \text{untuk aliran eksternal (Cengel, 2001:745)}$$

$$Re > 4000 \quad \text{untuk aliran internal (Cengel, 2001:512)}$$

Pada aliran fluida, sebelum menjadi aliran turbulen maka aliran akan mengalami proses transisi. Untuk aliran *internal*, aliran transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen terjadi pada angka *Reynold* antara 2300 – 4000 . Proses transisi dari laminar menjadi turbulen tersebut dapat dilihat pada gambar 2.6 di bawah ini.

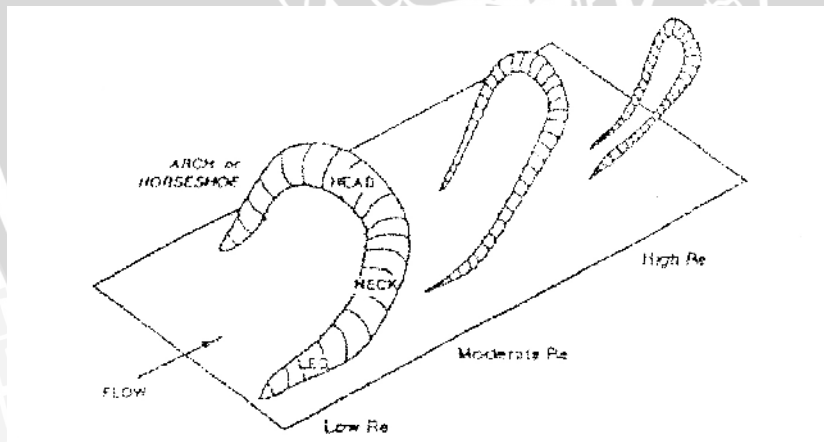




Gambar 2.6 Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran *eksternal*).  
 Sumber : Cengel (2003:353).

### 2.4.3 Vortex

*Vortex* diartikan sebagai massa fluida cair atau gas dimana partikel-partikelnya bergerak berputar. Gerakan partikel fluida yang berputar disebabkan oleh adanya perbedaan kecepatan antar lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan sehingga menimbulkan gaya-gaya yang menyebabkan puntiran. *Vortex* dibagi menjadi dua yaitu *vortex* paksa dan *vortex* bebas. *Vortex* paksa mekanisme pembentukannya melibatkan energi dari luar, misalnya fluida yang diaduk dalam wadah. Sedangkan *vortex* bebas terjadi akibat gerakan internalnya sendiri, misalnya pusaran air di sungai dan pusaran di belokan pipa akibat adanya aliran sekunder. Pada angka *Reynold* yang rendah vortex akan berbentuk seperti tapal kuda semakin tinggi angka *Reynold* maka bentuknya akan semakin meruncing, seperti ditunjukkan pada gambar 2.7 dibawah ini.

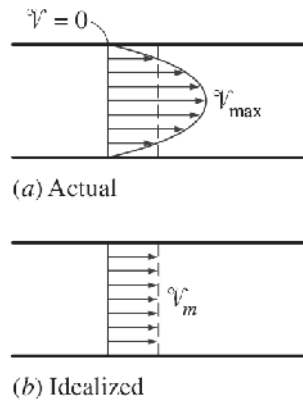


Gambar 2.7 Geometri *Vortex* menurut besar angka *Reynolds*.  
 Sumber : Cengel (1994:607).

### 2.4.4 Aliran Dalam Pipa

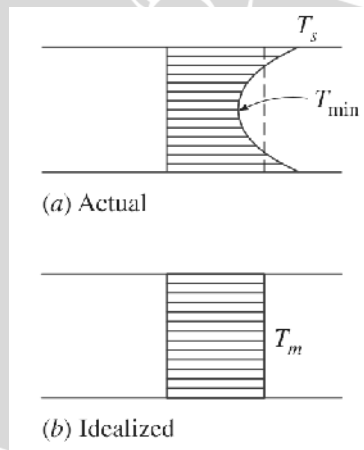
Jika suatu fluida dalam pipa dialirkan secara paksa untuk mencapai besar perpindahan kalor tertentu dengan menggunakan pompa, fan dan alat peningkat kecepatan aliran fluida lainnya maka akan terbentuk lapisan batas kecepatan serta lapisan batas

*thermal*. Profil kecepatan fluida yang mengalir dalam pipa akan terbentuk dari kecepatan nol pada permukaan pipa hingga mencapai kecepatan maksimum pada pusat pipa, seperti ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini.



Gambar 2.8 Distribusi kecepatan fluida dalam pipa.  
 Sumber: Cengel (1994:421).

Pada profil temperatur fluida, jika temperatur permukaan dinding pipa lebih kecil dari temperatur fluida maka temperatur fluida pada arah melintang akan berubah dari  $T_s$  pada permukaan dinding pipa hingga menjadi maksimum pada pusat pipa sedangkan jika temperatur permukaan dinding pipa lebih besar dari temperatur fluida maka temperatur fluida pada arah melintang akan berubah dari temperatur  $T_s$  pada permukaan dinding pipa hingga menjadi minimum pada pusat pipa. Hal ini sesuai dengan gambar 2.9 berikut.



Gambar 2.9 Distribusi temperatur fluida yang mengalir dalam pipa.  
 Sumber: Cengel (1994:421).

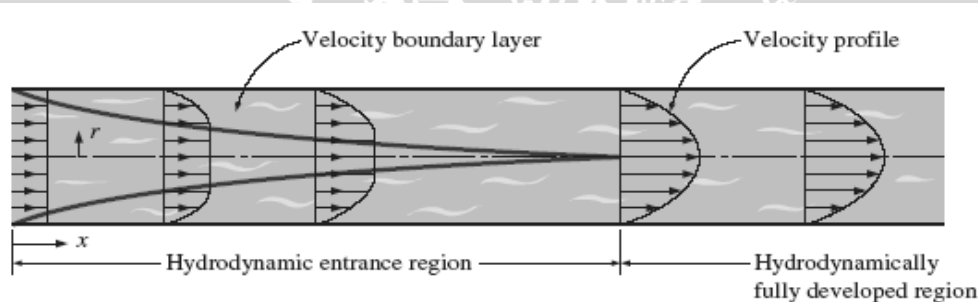
**2.4.5 Lapisan Batas**

Lapisan batas merupakan lapisan fluida yang membagi medan aliran ke dalam dua wilayah, lapisan tersebut meliputi daerah dimana di sekitar daerah tersebut terdapat perbedaan gradien temperatur atau gradien kecepatan yang besar.

### 2.4.5.1 Lapisan Batas Hidrodinamik

Lapisan batas hidrodinamik merupakan suatu daerah dimana gaya-gaya viskos fluida berpengaruh pada kecepatan fluida. Bentuk profil kecepatan di dalam lapisan batas tergantung pada jenis alirannya. Sebagai contoh pada saat suatu aliran melewati sebuah pelat datar yang ditempatkan dengan permukaannya sejajar terhadap aliran. Pada tepi depan plat, hanya partikel-partikel fluida yang langsung bersinggungan dengan permukaan tersebutlah yang menjadi lambat gerakannya. Sedangkan fluida selanjutnya akan terus bergerak dengan kecepatan aliran bebas (*free stream*) yang tidak terganggu di depan plat. Dengan majunya fluida sepanjang plat, gaya-gaya geser menyebabkan semakin banyak fluida yang terhambat dan tebal lapisan batas meningkat. Jika tebal lapisan batas hidrodinamik pada pipa sudah mencapai pusat pipa, maka aliran dalam pipa tersebut disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*).

Tebal lapisan batas hidrodinamik di dalam pipa merupakan jarak dari permukaan sampai titik dimana kecepatan lokal mencapai 99% dari kecepatan luar (Kreith,1991:310). Kecepatan aliran fluida berubah dari kecepatan nol pada permukaan pipa dan mencapai maksimum pada pusat pipa. Pertumbuhan lapisan batas serta profil-profil kecepatan dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.10 dibawah ini.



Gambar 2.10 Proses berkembangnya lapisan batas hidrodinamik.

Sumber : Cengel (2003:376).

Meningkatnya angka *Reynold* pada aliran laminar akan menyebabkan posisi terjadinya aliran yang telah berkembang penuh akan semakin jauh dari posisi masuknya fluida. Sedangkan untuk aliran turbulen, posisi terjadinya aliran berkembang penuh lebih pendek dibanding aliran laminar. Jika jarak antara masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara hidrodinamik (*hydrodynamic entrance region*),  $L_h$ , maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut :

$$L_{h, \text{ laminar}} \approx 0,05 \text{ Re } D$$

$$L_{h, \text{ turbulen}} \approx 10 D$$

(Cengel, 2003:377)



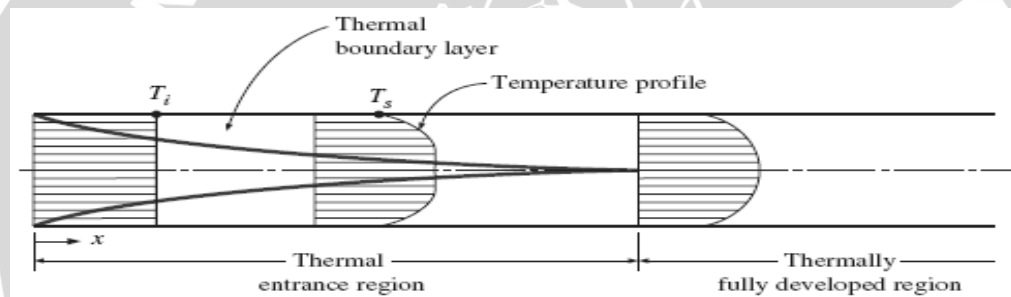
Dimana:

$D$  : diameter pipa (m)

$Re$  : angka *Reynold*

#### 2.4.5.2 Lapisan Batas *Thermal*

Lapisan batas *thermal* merupakan daerah di mana terdapat gradien suhu dalam aliran terhadap arah normal permukaan (Holman, 1984:208). Gradien suhu itu terjadi akibat proses pertukaran kalor antara fluida dan dinding ketika fluida yang mengalir di dalam pipa dipanaskan atau didinginkan. Temperatur fluida pada penampang berubah dari  $T_s$  pada permukaan dinding sampai maksimum (atau minimum dalam kasus pemanasan) pada pusat pipa. Pada proses pendinginan, temperatur minimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan maksimum pada pusat pipa sedangkan pada proses pemanasan, temperatur maksimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan temperatur minimum pada pusat pipa. Hal ini sesuai dengan gambar 2.11 berikut.



Gambar 2.11 Lapisan batas *thermal*.  
Sumber : Cengel (2003:377).

Jarak antara masuknya aliran dimana lapisan batas *thermal* berkembang hingga mencapai pusat pipa dinamakan *thermal entry length* ( $L_t$ ). Pada aliran laminar dan turbulen besarnya  $L_t$  dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$L_{t, \text{ laminar}} \approx 0,05 Re Pr D$$

$$L_{t, \text{ turbulen}} \approx 10 D$$

(Cengel, 2003:425)

#### 2.4.6 Angka *Reynold* ( $Re$ )

Pada fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran tertentu. Pola pertama adalah aliran laminar, yaitu aliran fluida bergerak secara berurutan mengikuti pola aliran yang mulus (*smooth streamline*) dan memiliki kecepatan yang tetap. Pola kedua adalah aliran turbulen yaitu aliran bergerak acak dan tidak teratur dengan kecepatan yang berfluktuasi. Untuk membedakan apakah suatu aliran fluida mengalami pola pertama atau pola kedua dibutuhkan parameter angka *Reynold*. Dimana angka *Reynold* merupakan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang merupakan ukuran gaya gesekan antar

lapisan fluida, ini merupakan angka tidak berdimensi dan dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$Re = \frac{\text{inertiaforce}}{\text{vis cos force}} = \frac{V \cdot \delta}{\nu} \quad (\text{Cengel, 2003:355}) \quad (2-4)$$

Dimana :

$V$  = Kecepatan aliran fluida (m/s)

$\delta$  = Panjang karakteristik geometri (m)

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$  = Viskositas kinematik fluida (m<sup>2</sup>/s)

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

$\rho$  = massa jenis (kg/m<sup>3</sup>)

#### 2.4.7 Angka Prandtl ( $Pr$ )

Angka *Prandtl* merupakan perbandingan antara viskositas kinematik fluida dan difusivitas *thermal*. Viskositas kinematik fluida merupakan laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul. Difusivitas *thermal* merupakan difusi kalor dalam fluida. Perbandingan antara kedua hal tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida. Dari kedua laju difusi inilah yang akan menentukan berapa tebal lapisan batas *thermal* pada suatu medan aliran tertentu. Sehingga angka *Prandtl* merupakan penghubung antara medan kecepatan dan medan suhu yang dirunuskan sebagai berikut:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu / \rho}{k / Cp \cdot \rho} = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (\text{Holman, 1991:213}) \quad (2-5)$$

Dimana:

$\alpha$  = difusivitas *thermal* fluida (m<sup>2</sup>/s)

$Cp$  = panas spesifik (J/kg.K)

$k$  = konduktivitas *thermal* fluida (W/m.K)

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

$\nu$  = viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s)

#### 2.4.8 Angka Nusselt ( $Nu$ )

Angka *Nusselt* merupakan angka yang didapat dari pengukuran eksperimental, yang terdiri dari angka *Reynold*, *Prandtl* dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan sifat aliran. Angka *Nusselt* menunjukkan laju perpindahan kalor secara konveksi terhadap laju perpindahan kalor secara konduksi pada lapisan fluida yang sama.

Berikut merupakan laju perpindahan kalor tiap waktu tiap unit luas pada proses konveksi dan konduksi:

$$q_{conv} = h\Delta T \quad (\text{Cengel, 2003:352}) \quad (2-6)$$

$$q_{cond} = k \frac{\Delta T}{\delta} \quad (\text{Cengel, 2003:352}) \quad (2-7)$$

Sehingga didapat perbandingannya:

$$\frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T / \delta} = \frac{h\delta}{k} = Nu \quad (\text{Cengel, 2003:352}) \quad (2-8)$$

Dimana:

$\delta$  = panjang karakteristik (m)

Hubungan antara angka *Nusselt* dengan angka *Reynold* dan angka *Prandlt* adalah sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h\delta}{k} = C Re^m Pr^n \quad (\text{Cengel, 2003:352}) \quad (2-9)$$

Dimana:

$h$  = koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{W/m}^2 \text{K}$ )

Nilai  $C$ ,  $m$  dan  $n$  tergantung dari karakteristik aliran. Untuk aliran dalam pipa adalah sebagai berikut :

❖ Aliran laminar

$$Nu = 1,86 \left( \frac{Re Pr D}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (\text{Pr} > 0,5) \quad (\text{Cengel, 1994:379}) \quad (2-10)$$

Dimana :

$Re$  = angka *Reynold*

$Pr$  = angka *Prandlt*

$D$  = diameter pipa (m)

$L$  = panjang pipa (m)

$\mu_s$  = viskositas dinamik fluida pada temperatur permukaan ( $\text{kg.m/s}$ )

$\mu_b$  = viskositas dinamik fluida pada temperatur *bulk* ( $\text{kg.m/s}$ )

❖ Aliran turbulen

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^n \quad \left( \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right) \quad (\text{Cengel, 1994:382}) \quad (2-11)$$

Dimana :

$n = 0,4$  untuk pemanasan

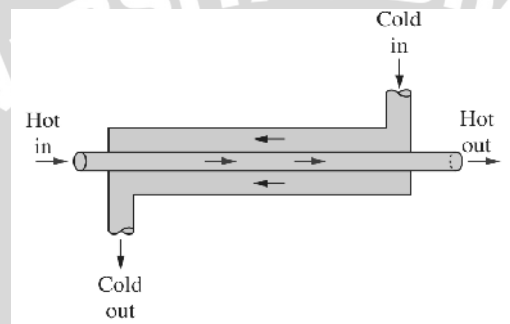
$n = 0,3$  untuk pendinginan



Selain dipengaruhi oleh sifat aliran fluida, angka *Nusselt* juga tergantung pada geometri dari pipa dimana fluida tersebut mengalir.

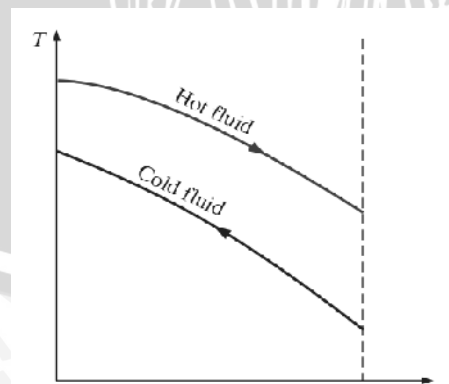
### 2.5 Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor adalah alat yang berfungsi memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai perbedaan temperatur dan menjaga agar kedua fluida tersebut tidak bercampur (Cengel, 2003:569). Berdasarkan arah aliran alat penukar kalor dibagi menjadi 3, yaitu aliran kontra/berlawanan (*counter flow*), aliran sama (*parallel flow*) dan aliran lintang (*cross flow*). Alat penukar kalor aliran kontra/berlawanan adalah alat penukar kalor yang arah aliran fluida dingin berlawanan dengan arah aliran fluida panas, sebagai contoh pada gambar 2.12 berikut.



Gambar 2.12 Alat penukar kalor aliran kontra/berlawanan.  
Sumber : Cengel (1994:570).

Pada penukar kalor tipe ini, temperatur akhir fluida dingin dapat melampaui temperatur akhir fluida panas karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa. Keuntungan yang lain dari tipe ini adalah diperlukan luas permukaan yang lebih kecil dibanding dengan aliran searah. Adapun proses perubahan temperatur pada alat penukar kalor aliran berlawanan dapat dilihat pada gambar 2.13 di bawah ini.



Gambar 2.13 Distribusi temperatur alat penukar kalor aliran kontra/berlawanan.  
Sumber : Cengel (1994:570).

### 2.5.1 Analisa Alat Penukar Kalor

Dalam menentukan besarnya kalor yang dipindahkan oleh alat penukar kalor, biasa digunakan rumus di bawah ini :

$$q = U.A.\Delta T \quad (\text{Cengel,1994:574}) \quad (2-12)$$

Dimana :

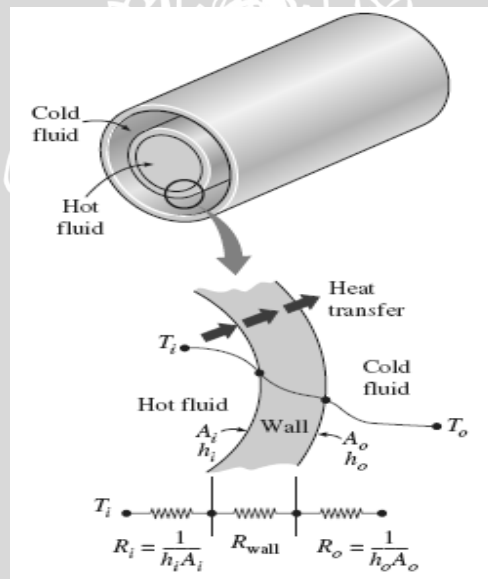
$q$  = laju perpindahan kalor (W)

$U$  = koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ )

$A$  = luas permukaan perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )

$\Delta T$  = perbedaan temperatur menyeluruh ( $^\circ\text{C}$ )

Pada alat penukar kalor jenis pipa ganda terdapat dua fluida yang memiliki temperatur berbeda yang dibatasi oleh dinding pipa dalam sehingga untuk melakukan perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin maka ilustrasi hambatan *thermal* dapat terlihat seperti pada gambar 2.14 berikut.



Gambar 2.14 Hambatan *thermal* pada alat penukar kalor jenis pipa ganda.  
Sumber : Cengel (2003:574).

Dalam transfer kalor tersebut terjadi tiga proses perpindahan kalor yaitu proses perpindahan kalor konveksi (antara fluida dengan permukaan dinding bagian dalam pipa), perpindahan kalor konduksi (dari permukaan dinding dalam hingga permukaan dinding luar dari pipa dalam), serta proses perpindahan kalor konveksi (antara fluida yang terdapat pada permukaan dinding luar dari pipa dalam dengan permukaan luar pipa), sehingga hambatan termal dapat dinyatakan:

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}$$

.....(Cengel, 2003:574) (2-13)

Dimana:

$$q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

.....(Cengel, 2003:574) (2-14)

Sehingga:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}$$

.....(Cengel, 2003:574) (2-15)

Dimana :

$q$  = Laju perpindahan kalor (W)

$U$  = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m<sup>2</sup> °C)

$h$  = Koefisien perpindahan kalor konveksi (W/m<sup>2</sup> °C)

$A$  = Luas permukaan pipa (m<sup>2</sup>)

$D$  = Diameter pipa (m)

$k$  = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)

$L$  = Panjang pipa (m)

$i$  = Pipa dalam bagian dalam

$o$  = Pipa dalam bagian luar

Sehingga laju perpindahan kalor dinyatakan sebagai berikut:

$$q = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

(Holman, 1991:482) (2-16)

Dimana :

$T_h$  = Temperatur fluida panas (°C)

$T_c$  = Temperatur fluida dingin (°C)

Perbedaan temperatur pada alat penukar kalor tidak dapat ditentukan dengan mudah sehingga ada beberapa analisa yang dapat digunakan untuk mempermudah menentukan laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor :





**2.5.1.1 LMTD (log mean temperatur difference)**

Dengan menggunakan analisa ini perbedaan temperatur pada alat penukar kalor dapat ditentukan. Sehingga laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor adalah sebagai berikut :

$$q = U.A.\Delta T_{lm} \quad \text{(Cengel, 2003:583)} \quad (2-17)$$

Dimana :  $\Delta T_{lm}$  = log mean temperature difference

Dalam menentukan  $\Delta T_{lm}$  (log mean temperature difference) dari alat penukar kalor tergantung pada jenis alat penukar kalor. Adapun rumus untuk alat penukar kalor aliran berlawanan adalah sebagai berikut :

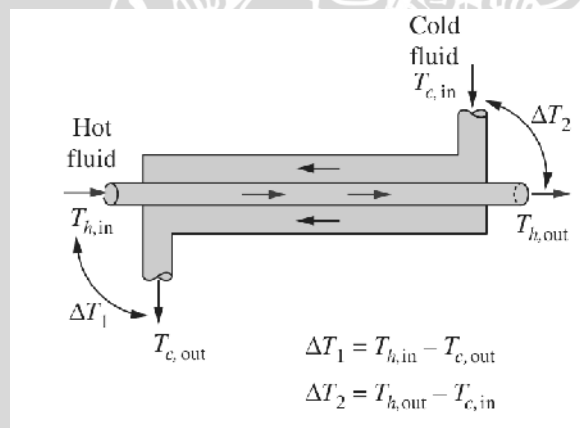
$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \frac{(T_{h1} - T_{c2})}{(T_{h2} - T_{c1})}} \quad \text{(Holman, 1991:491)} \quad (2-18)$$

Dimana :

$T_{h1}$  dan  $T_{h2}$  = temperatur fluida panas masuk dan keluar ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{c1}$  dan  $T_{c2}$  = temperatur fluida dingin dan keluar ( $^{\circ}\text{C}$ )

Persamaan dari  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  pada alat penukar kalor aliran berlawanan dapat dilihat pada gambar 2.15 berikut ini.



Gambar 2.15 Persamaan  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  pada alat penukar kalor aliran berlawanan. Sumber : Cengel (2003:682).

**2.5.1.2 Metode NTU – Efektivitas**

Keefektivitas penukar kalor merupakan perbandingan laju perpindahan kalor nyata dalam penukar kalor tertentu terhadap laju perpindahan kalor yang mungkin, atau dapat di tuliskan :

$$\text{Efektivitas} = \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad \dots\dots\dots(\text{Holman, 1991:498}) \quad (2-19)$$

Perpindahan kalor nyata (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepas oleh fluida panas atau energi yang diserap oleh fluida dingin. Sehingga secara matematis dapat ditulis:

$$q_{actual} = \dot{m}_h \cdot C_h \cdot (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c1} - T_{c2}) \quad (\text{Holman, 1991:499}) \quad (2-20)$$

Dimana :

$q_{actual}$  = perpindahan kalor nyata (W)

$\dot{m}_h$  = laju massa fluida panas (kg/dtk)

$\dot{m}_c$  = laju massa fluida dingin (kg/dtk)

$C_h$  dan  $C_c$  = kalor spesifik fluida panas dan dingin (J/kg.°C)

$T_{c1}$  dan  $T_{c2}$  = temperatur untuk fluida dingin masuk dan keluar (°C)

$T_{h1}$  dan  $T_{h2}$  = temperatur untuk fluida panas masuk dan keluar (°C)

Perpindahan kalor maksimum dari penukar kalor diperoleh dari energi yang dilepas oleh fluida yang memiliki temperatur panas sama dengan energi yang diserap fluida yang bertemperatur dingin. Beda suhu maksimum pada alat penukar kalor adalah selisih antara temperatur masuk fluida panas dan fluida dingin, maka fluida yang mungkin mengalami beda temperatur maksimum ini adalah fluida yang memiliki nilai  $\dot{m} \cdot C_{minimum}$ . Sehingga rumusan perpindahan kalor maksimum dapat dituliskan sebagai berikut.

$$q_{maks} = (\dot{m} \cdot C)_{min} \cdot (T_{h_{masuk}} - T_{c_{masuk}}) \quad (\text{Holman, 1991:499}) \quad (2-21)$$

Sehingga dari kedua persamaan (2-20) dan (2-21) dapat dirumuskan efektifitas penukar kalor secara matematis sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h \cdot C_h \cdot (T_{h1} - T_{h2})}{(\dot{m} \cdot C)_{min} \cdot (T_{h_{masuk}} - T_{c_{masuk}})} \quad (\text{Holman, 1991:499}) \quad (2-22)$$

Jumlah satuan perpindahan kalor (*number of transfer unit* – NTU) merupakan tolak ukuran perpindahan kalor dari alat penukar kalor. Semakin besar harga NTU maka alat penukar kalor tersebut semakin mendekati batas termodinamikanya. NTU dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot C)_{min}} \quad (\text{Holman, 1991:501}) \quad (2-23)$$

Untuk hubungan antara NTU dan efektifitas ( $\varepsilon$ ), dapat dilihat pada persamaan di bawah ini.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1-C \exp[-NTU(1-C)]} \quad (\text{Holman, 1991:501}) \quad (2-24)$$

Dimana :

$$C = \frac{\left(\dot{m}.C\right)_{\min}}{\left(\dot{m}.C\right)_{\max}}$$

## 2.6 Louvered Turbulator

*Louvered* turbulator merupakan suatu penghalang yang dipasang pada saluran dengan tujuan mengganggu jalannya aliran fluida, sehingga dengan adanya *louvered* turbulator maka akan meningkatkan intensitas turbulensi pada saluran yang mengakibatkan timbulnya pusaran atau olakan (*vortex*) di dalam saluran tersebut. Pada pusaran atau olakan (*vortex*) inilah terjadi percampuran antara partikel-partikel fluida yang bergerak acak sehingga akan meningkatkan laju perpindahan kalor, serta dengan meningkatkan kecepatan aliran pada saluran dapat memperbesar angka *Reynold* dan angka *Nusselt* yang kemudian meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi akibatnya laju perpindahan kalor akan meningkat.

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{turb}} = -\rho C_p \epsilon_M \frac{\partial T}{\partial y}$$

$$\frac{q}{A} = -\rho c_p (\alpha + \epsilon_h) \frac{\partial T}{\partial y} \quad (\text{Holman, 1991:224}) \quad (2-25)$$

Dimana :

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{turb}} = \text{flux kalor pada aliran turbulen ( W/m}^2\text{)}$$

$$\rho = \text{massa jenis fluida (kg/m}^3\text{)}$$

$$C_p = \text{kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.K)}$$

$$\epsilon_M = \text{difusivitas pusaran ( m}^2\text{/s)}$$

$$\alpha = \text{difusivitas termal (m}^2\text{/s)}$$

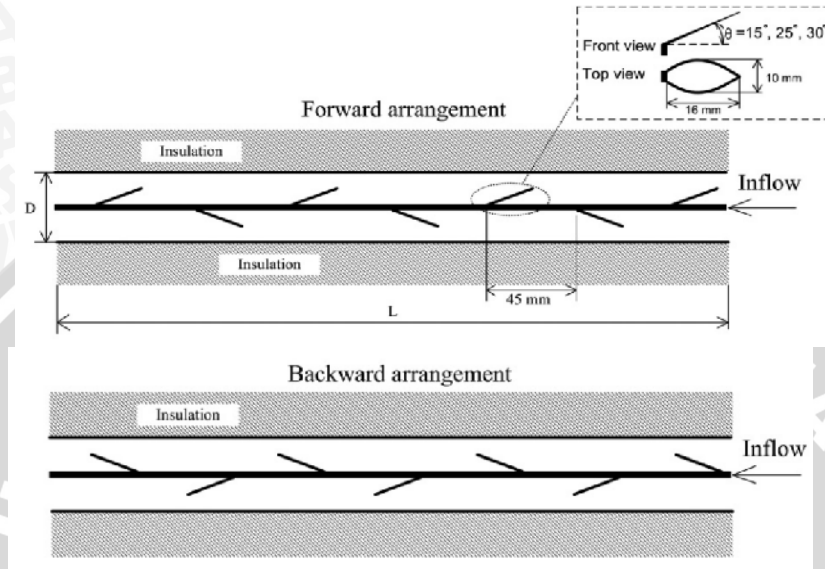
$$\epsilon_h = \text{pusaran eddy ( m}^2\text{/s)}$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \text{gradient temperatur ke arah sumbu y (K/m)}$$

Dengan semakin rapat jarak antar sirip-sirip turbulator maka akan meningkatkan pusaran atau olakan (*vortex*) pada aliran fluida tersebut sehingga meningkatkan difusivitas *thermal* pada fluida sehingga akan meningkatkan transfer kalor pada aliran tersebut. Pada



aliran yang sepenuhnya turbulen terdapat viskositas pusaran (*eddy viscosity*) dan konduktivitas *thermal* pusaran (*eddy thermal conductivity*) dimana sifat-sifat pada pusaran ini nilainya mungkin sampai sepuluh kali lebih besar dari nilai molekular (Holman, 1984: 220). Contoh dari *louvered* turbulator yang ditunjukkan pada gambar 2.16 dibawah ini.



Gambar 2.16 *Louvered* turbulator.  
Sumber : Eiamsa-ard (2007:4).

## 2.7 Penurunan Tekanan

Penurunan tekanan pada suatu aliran disebabkan oleh gesekan atau kerugian antara fluida dengan saluran. Pada alat penukar kalor, semakin tinggi penurunan tekanan akan menyebabkan semakin tinggi daya yang dibutuhkan oleh pompa atau kompresor untuk mengalirkan fluida. Hal inilah yang menimbulkan *head losses*. *Head losses* dibagi menjadi 2, yaitu :

### 1. *Major losses*

Kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan antara fluida dengan dinding saluran. Besarnya *major losses* dapat dihitung dengan rumus berikut ini :

$$h_{ma} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad (\text{Oslon, 1993:357}) \quad (2-26)$$

Dimana :

- $h_{ma}$  = *major losses* (m)
- $f$  = koefisien gesek
- $L$  = panjang pipa (m)
- $v$  = kecepatan fluida (m/s)
- $D$  = diameter pipa (m)

$g$  = percepatan gravitasi bumi ( $m/s^2$ )

Koefisien gesek di atas tergantung pada kekasaran pipa, angka *Reynold* dan diameter pipa. Adapun besarnya koefisien gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan diagram *Moody*.

## 2. *Minor losses*

Kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh timbulnya *vortex* akibat alat atau komponen yang dipasang pada suatu saluran. Adapun yang termasuk alat atau komponen tersebut antara lain : katup, saringan, perubahan luas penampang, *orifice*, turbulator dan sebagainya. Besarnya *minor losses* dapat dihitung dengan rumus di bawah ini:

$$h_{mi} = K_L \cdot \frac{v^2}{2.g} \quad (\text{Oslon,1993:350}) \quad (2-27)$$

Dimana :

$h_{mi}$  = *minor losses* (m)

$K_L$  = koefisien kerugian peralatan

Sehingga *head losses* ( $\Sigma h$ ) totalnya adalah :

$$\Sigma h = h_{ma} + \Sigma h_{mi} \quad (\text{Olson,1993:356}) \quad (2-28)$$

Besar penurunan tekanan pada aliran fluida tersebut dapat diketahui dengan cara memasang manometer yang terhubung dengan sisi masuk dan keluar dari pipa sehingga akan dihasilkan beda ketinggian permukaan fluida referensi, besarnya penurunan tekanan tersebut dapat :

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_1 - P_2 \\ &= \rho.g.h \end{aligned} \quad (\text{Oslon,1993:56}) \quad (2-29)$$

Dimana :

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

$\rho$  = massa jenis fluida referensi ( $kg/m^3$ )

$g$  = percepatan gravitasi bumi ( $m/s^2$ )

$h$  = beda ketinggian permukaan fluida referensi (m)

## 2.8 Hipotesa

Semakin rapat jarak antar sirip-sirip turbulator maka akan menimbulkan turbulensi yang mengakibatkan timbulnya pusaran atau olakan (*vortex*) yang kemudian mempengaruhi peningkatan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dan laju perpindahan kalor serta penurunan tekanan juga akan bertambah.



## BAB III METODE PENELITIAN

### 3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental semu (*quasi experimental research*). Jenis penelitian ini digunakan untuk menguji pengaruh dari suatu perlakuan atau desain baru terhadap proses. Pengaruh dari beberapa perlakuan atau desain yang berbeda terhadap suatu percobaan akan dibandingkan sehingga diperoleh suatu kejadian yang saling berhubungan. Dengan cara ini akan di uji pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator pada alat penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan.

### 3.2 Waktu dan Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan pada bulan September 2010 sampai selesai di Laboratorium Mesin-Mesin Fluida, Fakultas Teknik, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya.

### 3.3 Variabel Penelitian

#### 1. Variabel bebas (*independent variabel*)

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan sebelum penelitian.

Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah :

- Debit fluida panas pada pipa dalam divariasikan dari 400 liter/jam hingga 900 liter/jam dengan kenaikan masing-masing 100 liter/jam

#### 2. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang nilainya telah ditentukan pada saat penelitian dilakukan dan dibuat konstan. Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah

- Jarak antar sirip-sirip turbulator yang divariasikan [mm]: 55; 45; 35
- Temperatur air panas masuk pada pipa dalam sebesar 65 °C
- Debit fluida dingin pada pipa luar dibuat konstan sebesar 900 liter/jam
- Temperatur air dingin masuk pada pipa luar sebesar 27 °C

#### 3. Variabel terikat (*dependent variabel*)

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung pada nilai dari variabel bebas. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah:

- Laju perpindahan kalor
- Penurunan tekanan



### 3.4 Alat-alat Penelitian

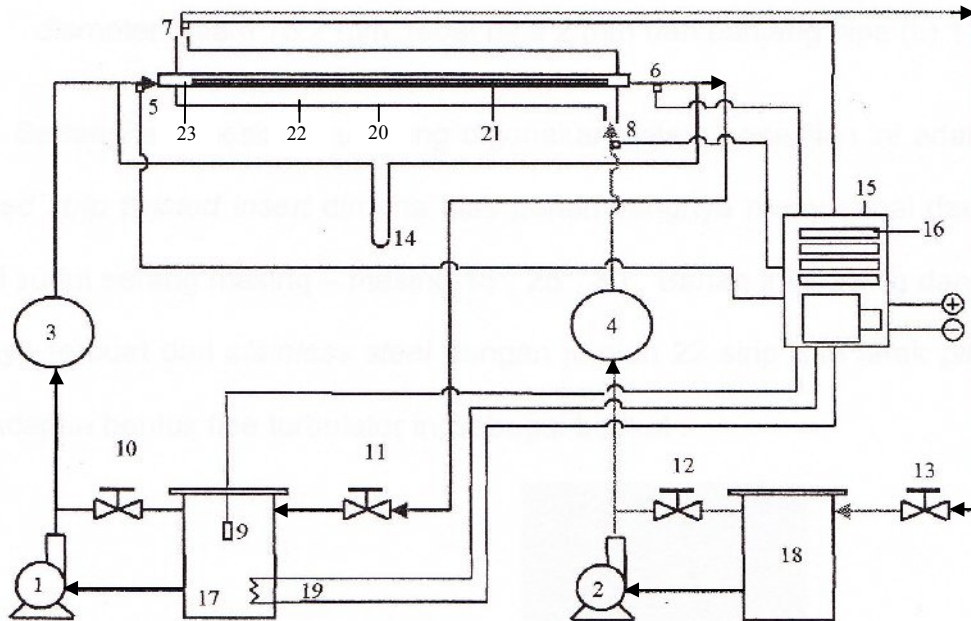
#### 3.4.1 Alat Utama

Peralataan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain :

A. Alat penukar kalor jenis pipa ganda dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Pipa dalam (*tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga CEM ASTM B88 TYPE M dengan diameter dalam 25,4 mm dengan tebal 1 mm dan panjang pipa 1000 mm.
- Pipa luar (*shell*) yang digunakan adalah pipa dari bahan *stainless steel* dengan diameter dalam 76,2 mm, tebal 1,5 mm dan panjang 1000 mm.

Susunan instalasi pengujian yang digunakan adalah sebagai berikut :



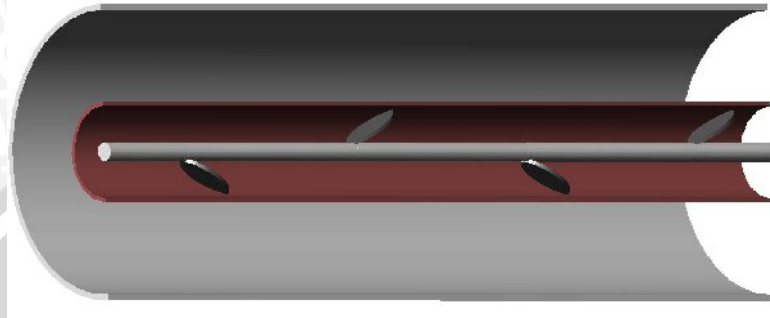
Gambar 3.1 Susunan instalasi pengujian.

Keterangan gambar diatas:

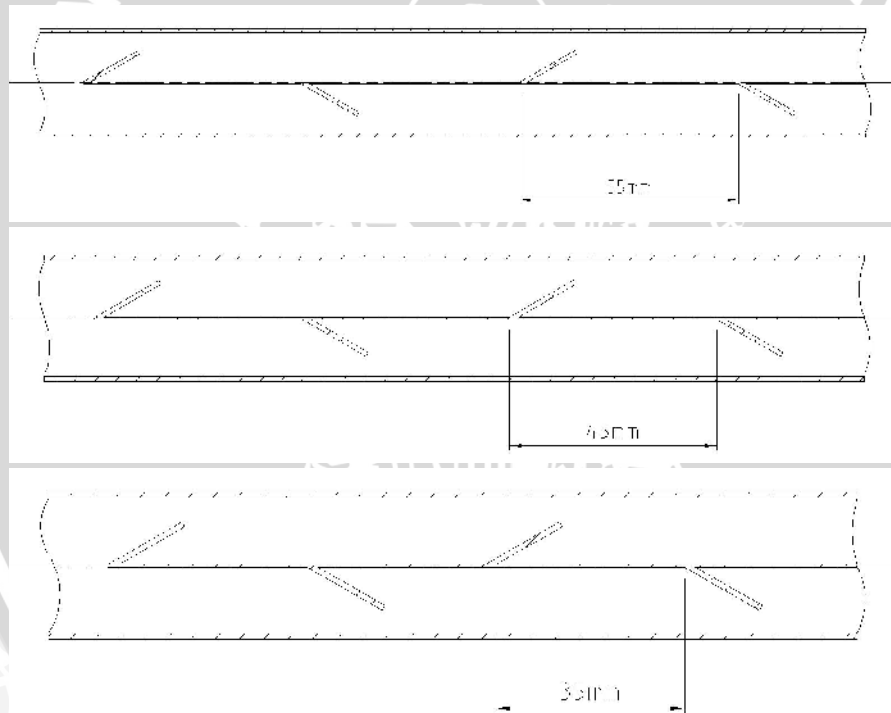
- |                                     |   |
|-------------------------------------|---|
| 1. Pompa air panas                  | 13. Kran pembuangan air dingin          |
| 2. Pompa air dingin                 | 14. Manometer                           |
| 3. Debit meter air panas            | 15. Kontrol panel                       |
| 4. Debit meter air dingin           | 16. Display digital                     |
| 5. LM35 untuk sisi masuk air panas  | 17. Reservoir air panas                 |
| 6. LM35 untuk sisi masuk air panas  | 18. Reservoir air dingin                |
| 7. LM35 untuk sisi masuk air dingin | 19. Pemanas ( <i>heater</i> )           |
| 8. LM35 untuk sisi masuk air dingin | 20. Alat penukar kalor jenis pipa ganda |
| 9. <i>Thermocouple</i> air panas    | 21. <i>Louvered turbulator</i>          |
| 10. Kran pengatur debit air panas   | 22. Pipa luar ( <i>shell</i> )          |
| 11. Kran pembuangan air panas       | 23. Pipa dalam ( <i>tube</i> )          |
| 12. Kran pengatur debit air dingin  |   |

### B. Spesimen uji

Spesimen uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah *louvered* turbulator yang terdiri dari 3 jenis dengan berbeda jarak antar sirip-sirip, masing-masing [mm]: 55; 45; 35. Bahan inti batang dan sirip terbuat dari *stainless steel*. Bentuk dari turbulator ini dapat dilihat pada gambar 3.2 dan gambar 3.3 berikut:



Gambar 3.2 Pemasangan *louvered* turbulator.



Gambar 3.3 Desain jarak antar sirip-sirip turbulator.

### 3.4.2 Peralatan pendukung

#### 1. Pompa air

Pompa yang digunakan dalam penelitian ini berjumlah 2 dan berfungsi untuk memompakan air dingin dan air panas. Adapun spesifikasi kedua pompa tersebut adalah sebagai berikut :



Merk	: Moswell	Daya	: 125 watt
Model	: Aqua – 125	V/Hz/PH	: 220/50/1
Kapasitas	: 42 liter/menit	Putaran	: 2850 rpm
Such head	: 9 meter	Buatan	: Indonesia
Disc head	: 24 meter		



Gambar 3.4 Pompa air.

## 2. Debit meter

Alat ini digunakan untuk mengetahui debit aliran yang mengalir pada pipa luar dan dalam yang dipasang secara terpisah. Dalam penelitian ini menggunakan 2 buah debit meter dengan spesifikasi :

Kapasitas	: 1,5 m <sup>3</sup> /jam
Merk	: Ning-Bo
Buatan	: Cina



Gambar 3.5 Debit meter.

## 3. Manometer

Manometer digunakan untuk mengukur tekanan air dingin saat masuk dan keluar, yang selanjutnya digunakan untuk menentukan penurunan tekanan yang terjadi pada aliran air dingin di pipa luar. Adapun spesifikasi :



Panjang pipa : 30 cm  
 Diameter pipa : 2.54 cm  
 Bahan : pipa PVC



Gambar 3.6 Manometer.

#### 4. *Automatic Thermocontroller*

Alat ini berfungsi untuk menjaga temperatur air panas tetap konstan pada temperatur yang diinginkan dengan cara mengatur kerja dari *magnetic contractor*.

Spesifikasi alat :

Merk : T & W electric heating & equipment Corp. China  
 Tipe : IL - 70  
 Range temperature : 0°C - 400°C  
 Tegangan : 110/220 V  
 Frekuensi : 50/60 Hz  
 Ketelitian :  $\pm 1^\circ\text{C}$   
 Input thermocouple : 1 channel type K



Gambar 3.7 *Automatic thermocontroller*.

#### 5. *Thermocouple*

Merupakan sensor yang digunakan untuk mengubah suatu besaran fisik berupa temperatur menjadi bentuk listrik berupa beda potensial, *thermocouple* yang digunakan tipe K dan tipe LM35. Sensor tipe K diletakkan di reservoir air panas

untuk mengetahui temperaturnya, sedangkan sensor LM35 dipasang pada pipa-pipa sisi masuk dan keluar alat penukar kalor untuk mengetahui temperatur air dingin dan air panas yang dapat dilihat pada indikator *Display Digital*.



Gambar 3.8 *Thermocouple* tipe K dan sensor LM35.



Gambar 3.9 *Display digital*.

#### 6. *Magnetic contactor*

Digunakan untuk mengatur kerja dari *heater* dengan cara menyambung dan memutus arus listrik menuju *heater*. Kinerja alat ini diatur oleh *automatic thermocontroller* yang terhubung dengan *thermocouple* tipe K. Adapun spesifikasi dari *magnetic contactor* yang digunakan adalah sebagai berikut:

Merek : MITSUBISHI

Tipe : S-N10



Gambar 3.10 *Magnetic contactor*.

### 7. Pemanas (*heater*)

*Heater* digunakan untuk mengubah energi listrik menjadi energi panas yang ditempatkan dalam air di dalam penampungan agar air berada pada temperatur yang dikehendaki.



Gambar 3.11 Pemanas (*heater*).

### 8. *Sterofom*

Digunakan untuk mengisolasi pipa aliran panas dan pipa luar dari alat penukar kalor.

## 3.5 Prosedur penelitian

Persiapan meliputi :

1. Menyiapkan instalasi penelitian dengan variasi jarak antar sirip-sirip turbulator.
2. Memanaskan air dengan *heater* sampai temperatur  $65^{\circ}\text{C}$ , sebagai persiapan air panas.
3. Pengecekan kondisi alat ukur meliputi manometer dan sensor beserta alat pendukungnya.

Pelaksanaan percobaan :

1. Memasang semua instalasi penelitian pada alat penukar kalor tanpa menggunakan turbulator.
2. Menghidupkan kedua pompa dan mengatur debit masing-masing. Sesuai dengan ketentuan yang telah ditetapkan.
3. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, pengambilan data dapat dilakukan.
4. Data yang diambil adalah temperatur masuk air dingin, temperatur keluar air dingin, temperatur masuk air panas, temperatur keluar air panas dan perbedaan ketinggian permukaan air pada manometer untuk tiap-tiap variasi debit air panas.



5. Mengulangi langkah 2 sampai langkah 4 dengan memasang berbagai variasi jarak antar sirip-sirip turbulator yang telah ditentukan.
6. Data kemudian diolah dan dilakukan analisa pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan jika dihubungkan dengan dasar teori.
7. Menarik kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

### 3.6 Rancangan Penelitian

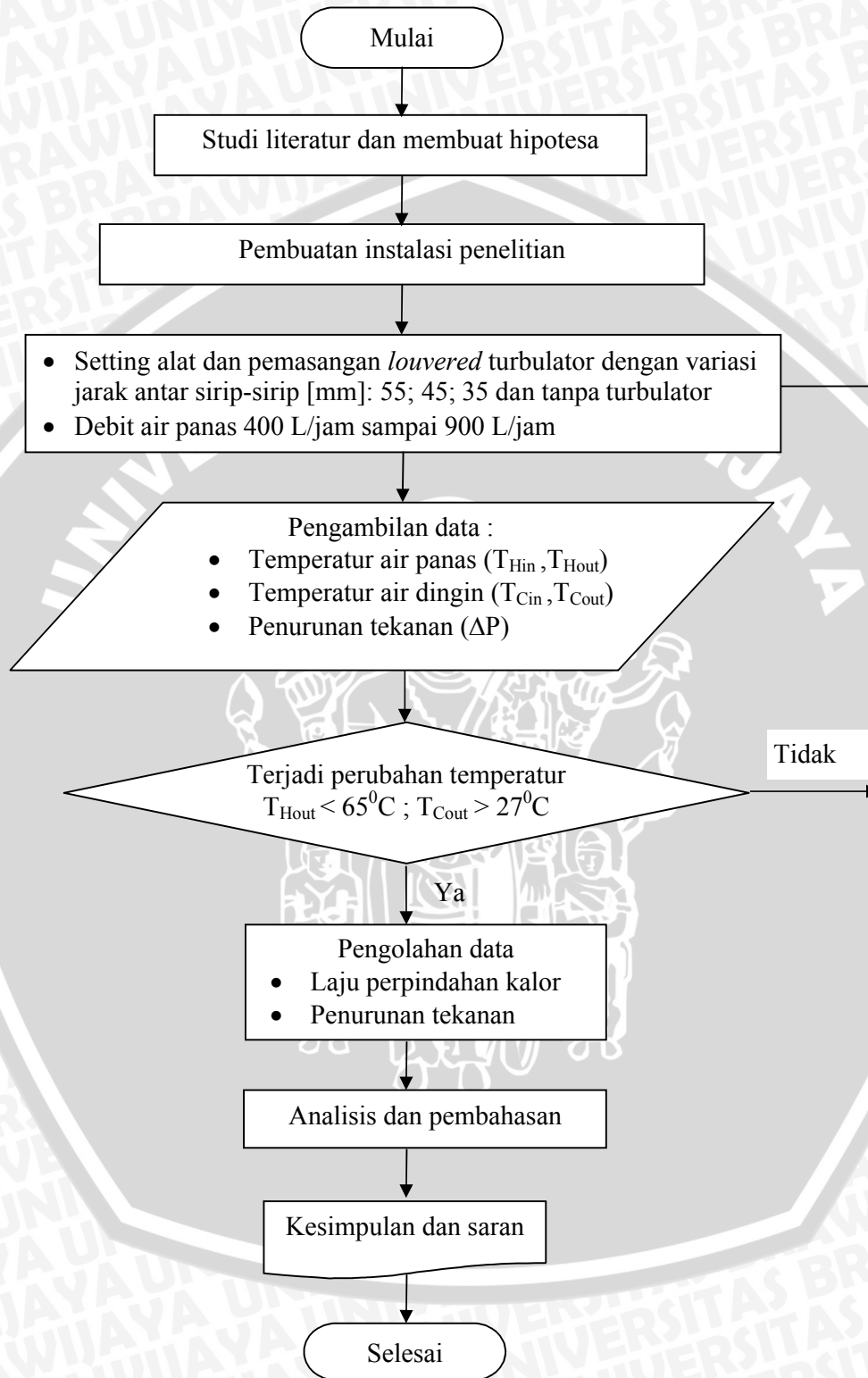
Penelitian ini akan mengambil data variabel bebas yaitu temperatur air panas dan tempertaur air dingin untuk setiap variabel debit air panas pada tiap-tiap jarak antar sirip-sirip turbulator. Bentuk tabel setiap variasi dapat dilihat sebagai berikut :

Tabel 3.1 Contoh tabel data temperatur (T) dan beda ketinggian air (h) pada alat penukar kalor.

Data pengujian alat penukar kalor

Debit air dingin (lt/jam)	Temperatur air dingin (°C)		Debit air panas (lt/jam)	Temperatur air panas (°C)		Perbedaan ketinggian air (mH <sub>2</sub> O)
	Masuk	Keluar		Masuk	Keluar	
900	27	?	400	65	?	?
900	27	?	500	65	?	?
900	27	?	600	65	?	?
900	27	?	700	65	?	?
900	27	?	800	65	?	?
900	27	?	900	65	?	?

3.7 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.12 Diagram alir penelitian.

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Analisa Data

#### 4.1.1 Data Hasil Pengujian

Data hasil pengujian pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator pada alat penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan dapat dilihat pada lampiran 1.

- Tabel 4.1 Data pengujian alat penukar kalor tanpa turbulator.

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)				q (mH <sub>2</sub> O)	U (W)	U (W/m <sup>2</sup> °C)	ΔP (Pa)
	Tc in	Tc out	Th in	Th out				
400	27.633	30.300	65.267	58.700	0.00610	3016.363	318.668	59.243
500	27.300	31.633	65.467	59.400	0.01103	3489.640	347.937	107.155
600	27.500	31.267	65.400	59.667	0.01503	3961.996	375.100	146.002
700	27.467	31.467	65.333	59.567	0.01903	4629.587	409.818	184.850
800	27.033	31.333	65.333	59.667	0.02507	5205.905	435.774	243.445
900	27.433	31.667	65.400	60.550	0.03033	5017.616	426.380	294.594

- Tabel 4.2 Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 55 mm.

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)				q (mH <sub>2</sub> O)	U (W)	U (W/m <sup>2</sup> °C)	ΔP (Pa)
	Tc in	Tc out	Th in	Th out				
400	27.633	30.533	65.600	57.877	0.01503	3547.671	353.392	146.0022
500	27.433	31.333	65.567	58.633	0.03203	3988.159	377.7734	311.1045
600	27.233	31.300	65.567	58.633	0.05407	4791.53	418.4133	525.0901
700	27.533	32.867	65.733	59.400	0.06807	5084.517	430.887	661.0567
800	27.267	32.267	65.500	59.883	0.09303	5160.002	433.648	903.5304
900	27.400	32.367	65.533	60.750	0.10503	4948.61	422.9969	1020.073



- Tabel 4.3 Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 45 mm.

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)					q (W)	U (W/m <sup>2</sup> °C)	ΔP (Pa)
	Tc in	Tc out	Th in	Th out	(mH <sub>2</sub> O)			
400	27.400	31.033	65.367	57.367	0.01707	3674.757	362.0227	165.7498
500	27.433	31.267	65.533	57.533	0.03603	4601.742	411.083	349.9521
600	27.200	31.367	65.433	58.433	0.05607	4837.832	421.0611	544.5139
700	27.600	31.700	65.300	58.933	0.07067	5111.545	433.1168	686.3076
800	27.567	32.333	65.190	59.520	0.10103	5208.968	436.8952	981.2256
900	27.533	32.367	65.333	60.367	0.11067	5138.314	432.3684	1074.784

- Tabel 4.4 Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm.

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)					q (W)	U (W/m <sup>2</sup> °C)	ΔP (Pa)
	Tc in	Tc out	Th in	Th out	(mH <sub>2</sub> O)			
400	27.167	31.900	65.433	56.500	0.02107	4103.478	387.3517	204.5974
500	27.433	31.533	65.733	57.133	0.04610	4947.043	427.6558	447.7186
600	27.567	31.300	65.133	57.670	0.06110	5157.782	437.0909	593.3971
700	27.233	31.567	65.253	58.720	0.08507	5245.054	439.1173	826.159
800	27.400	32.633	65.680	59.800	0.11507	5401.892	444.0417	1117.516
900	27.333	32.433	65.120	60.067	0.12510	5227.976	436.973	1214.959

#### 4.1.2 Contoh Perhitungan

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm

- Debit fluida dingin ( $Q_C$ ) = 900 L/jam
- Debit fluida panas ( $Q_H$ ) = 400 L/jam
- Temperatur masuk fluida dingin ( $T_{Cin}$ ) = 27,167 °C
- Temperatur keluar fluida dingin ( $T_{Cout}$ ) = 31,9 °C
- Beda temperatur fluida dingin ( $\Delta T_C$ ) = 4,733 °C
- Temperatur rata-rata fluida dingin = 29,533 °C
- Temperatur masuk fluida panas ( $T_{Hin}$ ) = 65,433 °C
- Temperatur keluar fluida panas ( $T_{Hout}$ ) = 56,5 °C
- Beda temperatur fluida panas ( $\Delta T_H$ ) = 8,933 °C
- Temperatur rata-rata fluida panas = 60,967 °C
- Perbedaan ketinggian air di manometer ( $\Delta h$ ) = 0,02107 mH<sub>2</sub>O

- Tekanan statik masuk fluida panas = 9,73 kPa
- Konduktivitas *thermal* bahan (k) = 382,8325 W/m°C
- Propertis fluida panas (*tube*) berdasarkan tekanan konstan :
  - Massa jenis ( $\rho$ ) = 990 kg/m<sup>3</sup>
  - Panas jenis ( $C_p$ ) = 4180,04 J/Kg°C
  - Konduktivitas *thermal* (k) = 0,6373478 W/m°C
  - Viskositas dinamik ( $\mu$ ) = 0,000598435 kg/m.s
  - Angka *Prandtl* ( $Pr$ ) = 3,89211
- Propertis fluida dingin (*shell*) berdasarkan temperatur rata-rata fluida dingin :
  - Massa jenis ( $\rho$ ) = 996,0933 kg/m<sup>3</sup>
  - Viskositas dinamik ( $\mu$ ) = 0,00080668 kg/m.s
  - Angka *Prandtl* ( $Pr$ ) = 5,4872
  - Konduktivitas *thermal* (k) = 0,61425333 W/m°C

1. Perhitungan laju perpindahan kalor ( $q$ ) :

Mencari massa alir ( $\dot{m}$ ) :

$$\begin{aligned}\dot{m} &= Q \times \rho \\ &= 0,000111 \text{ m}^3/\text{s} \times 990 \text{ kg/m}^3 \\ &= 0,10989 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Mencari laju perpindahan kalor ( $q$ ) :

$$\begin{aligned}q &= \dot{m} \times C_p \times (\Delta T) \\ &= 0,10989 \text{ kg/s} \times 4180,04 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} \times 8,933 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 4103,478 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Laju perpindahan kalor dengan metode analisa NTU dianggap sama dengan LMTD maka perpindahan kalor pada fluida panas terjadi secara termodinamika sehingga laju perpindahan kalor secara konveksi yang terjadi pada pipa dalam (*tube*) sama dengan laju perpindahan kalor secara konduksi pada pipa (*wall*) sama dengan laju perpindahan kalor secara konveksi pada pipa luar (*shell*). Maka nantinya akan didapatkan besar dari koefisien perpindahan kalor menyeluruh yang terdapat pada pipa dalam dan pipa luar.

Mencari kecepatan fluida dingin melalui pipa luar ( $v_o$ ) :

$$\begin{aligned} v_o &= \frac{Q_c}{A} \\ &= \frac{0,00025 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,003968 \text{ m}^2} \\ &= 0,0629 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Mencari viskositas kinematik fluida dingin ( $\nu_o$ ) :

$$\begin{aligned} \nu_o &= \frac{\mu}{\rho} \\ &= \frac{0,00080668 \text{ kg/ms}}{996,0933 \text{ kg/m}^3} \\ &= 8,098 \times 10^{-7} \text{ s/m}^2 \end{aligned}$$

Mencari angka *Reynold* pada fluida dingin ( $Re$ ) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V \times Dh}{\nu} \\ &= \frac{0,0629 \text{ m/s} \times 0,04879 \text{ m}}{8,098 \times 10^{-7} \text{ s/m}^2} \\ &= 3795,075 \end{aligned}$$

Mencari angka *Nusselt* pada fluida dingin ( $Nu$ ) :

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{h \times Dh}{k} = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \\ &= 0,023 \times 3795,075^{0,8} \times 5,4872^{0,4} \\ &= 33,1775583 \end{aligned}$$

Mencari koefisien perpindahan kalor konveksi pipa luar ( $h_o$ ) :

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu \times k}{Dh} \\ &= \frac{33,1775583 \times 0,61425333 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,04879 \text{ m}} \\ &= 417,696778 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Mencari tahanan thermal pada fluida dingin ( $R_o$ ) :

$$\begin{aligned} R_o &= \frac{1}{h_o \times A} \\ &= \frac{1}{417,696778 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 0,08604 \text{ m}^2} \end{aligned}$$



$$= 0,002219 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Mencari tahanan thermal dinding ( $R_{\text{wall}}$ ) :

$$\begin{aligned} R_{\text{wall}} &= \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \times \pi \times k \times L} \\ &= \frac{0.00096258176}{2 \times 3,14 \times 382,8325 \text{ W/m}^\circ\text{C} \times 1\text{m}} \\ &= 2,51 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

Setelah itu kita bisa mencari besar dari temperatur yang ada pada dinding luar (*tube*) secara konveksi :

$$\begin{aligned} q_{\text{conv}} &= h \times A \times (\Delta T) \\ \Delta T &= \frac{q}{h \times A} \\ &= \frac{4103,478 \text{ Watt}}{417,696778 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C} \times 0,08604 \text{ m}^2} \\ &= 114,1855 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Maka akan didapat besar dari temperatur dinding luar (*tube*) :

$$\begin{aligned} T_{\text{dindingluar}} &= \frac{\Delta T - \Delta T_{\text{fluida}}}{2} \\ &= \frac{114,1855 - 29,533}{2} \\ &= 42,32606 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Setelah itu kita bisa mencari besar dari temperatur yang ada pada dinding dalam (*tube*) secara konduksi :

$$\begin{aligned} q_{\text{cond}} &= \frac{\Delta T}{\frac{\ln(D_o / D_i)}{2 \times \pi \times k \times L}} \\ \Delta T &= 0,129365 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Maka akan didapat besar dari temperatur dinding dalam *tube* :

$$\begin{aligned} T_{\text{dinding dalam}} &= T_{\text{dinding luar}} + \Delta T_{\text{konduksi}} \\ &= 42,32606 \text{ } ^\circ\text{C} + 0,129365 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 42,4554 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Mencari koefisien perpindahan kalor konveksi pipa dalam ( $h_i$ ) :

$$q_{conv} = h \times A \times (\Delta T)$$

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{q}{A \times \Delta T} \\ &= \frac{4103,478 \text{ Watt}}{0,0797 \text{ m}^2 \times 42,4554^\circ \text{C}} \\ &= 2779,414674 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Mencari koefisien perpindahan panas menyeluruh pipa dalam ( $U$ ) :

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\pi \times D \times L \times \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \times \pi \times k \times L} + \frac{\pi \times D \times L}{\pi \times D \times L \times h_o}} \\ &= 387,3517 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Mencari viskositas kinematik fluida panas ( $\nu_o$ ) :

$$\begin{aligned} \nu_o &= \frac{\mu}{\rho} \\ &= \frac{0,000598435 \text{ kg/ms}}{990 \text{ kg/m}^3} \\ &= 6,0448 \times 10^{-7} \text{ s/m}^2 \end{aligned}$$

Mencari kecepatan air dingin melalui pipa dalam ( $\nu_o$ ) :

$$\begin{aligned} \nu_o &= \frac{Q_H}{A} \\ &= \frac{0,00011 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,0005064506 \text{ m}^2} \\ &= 0,2191724 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Mencari angka *Reynold* pada fluida panas ( $Re$ ) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V \times Dh}{\nu} \\ &= \frac{0,2191724 \text{ m/s} \times 0,0254 \text{ m}}{0,000598435 \text{ kg/ms}} \\ &= 9209,539 \end{aligned}$$

Mencari faktor koreksi angka *Nusselt* ( $a$ ), dimana faktor koreksi ini dipengaruhi oleh adanya pemasangan turbulator pada pipa dalam (*tube*) :

$$Nu = \frac{h \times Dh}{k} = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (\text{untuk plat datar})$$

$$Nu = \frac{h \times Dh}{k} = a \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (\text{untuk pipa dengan penambahan turbulator})$$

$$\begin{aligned} a &= \frac{Nu}{Re^{0,8} \times Pr^{0,4}} \\ &= \frac{110,76704}{9209,539^{0,8} \times 3,89211^{0,4}} \\ &= 0,043346 \end{aligned}$$

## 2. Perhitungan penurunan tekanan ( $\Delta P$ )

Untuk mencari besar penurunan tekanan pada pipa dalam (*tube*) akibat pemasangan turbulator diperoleh dengan cara memasang manometer air sebelum dan sesudah pemasangan turbulator sehingga didapatkan beda tekanan diantara kedua titik yaitu sebesar 0,02107 mH<sub>2</sub>O.

### 4.1.3 Uji Hipotesis

Hasil pengolahan data pengujian pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator pada alat penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor tersebut kemudian dilakukan analisis statistik dengan menggunakan analisis varian (anava) dua arah. Dengan analisis varian dua arah ini akan diketahui ada tidaknya pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan.

#### 4.1.3.1 Pengujian Hipotesis Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor

Dalam pengujian hipotesis ini faktor yang diteliti adalah debit fluida panas yang melewati pipa dalam (*tube*) dan variasi jarak antar sirip-sirip turbulator. Masing-masing faktor memiliki beberapa kondisi (perlakuan) yang berbeda antara lain debit fluida panas memiliki 6 kondisi yaitu 400 L/jam; 500 L/jam; 600 L/jam; 700 L/jam; 800 L/jam; 900 L/jam. Sedangkan variasi jarak antar sirip-sirip turbulator memiliki 3 kondisi yang ditentukan yaitu jarak 55 mm, jarak 45 mm dan jarak 35 mm, selain itu juga ditambahkan pengujian tanpa menggunakan turbulator.

Hipotesis yang digunakan dalam analisis statistik ini adalah :

#### 1. Penentuan formulasi hipotesis

$$a. H_{01} : \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4$$

$$H_{11} : \text{sekurang-kurangnya ada satu } \mu_i \neq 0$$



Dimana  $\mu_i$  = rata-rata kondisi ke- $i$  pada faktor jarak antar sirip-sirip turbulator

b.  $H_{02} : \beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = \beta_5 = \beta_6$

$H_{12} : \text{sekurang-kurangnya ada satu } \beta_j \neq 0$

Dimana  $\beta_j$  = rata-rata kondisi ke- $j$  pada faktor debit fluida panas

c.  $H_{03} : (\mu\beta)_{14} = (\mu\beta)_{15} = \dots = (\mu\beta)_{ij} = 0$

$H_{13} : \text{sekurang-kurangnya ada satu } (\mu\beta)_{ij} \neq 0$

Dimana  $(\mu\beta)_{ij}$  = rata-rata interaksi antara kondisi ke- $i$  faktor jarak antar sirip-sirip turbulator dan kondisi ke- $j$  faktor debit fluida panas

2. Taraf nyata dan nilai  $F_{\text{tabel}}$  ( $\alpha = 5\%$ )
  - a. Faktor jarak antar sirip-sirip turbulator  
 $F_{0,05}(3,48) = 2,8$
  - b. Faktor debit fluida panas  
 $F_{0,05}(5,48) = 2,41$
  - c. Faktor interaksi  
 $F_{0,05}(15,48) = 1,88$

3. Kriteria pengujian
  - a.  $H_0$  diterima apabila  $F_{\text{hitung}} \leq F_{\text{tabel}}(v_1, v_2)$
  - b.  $H_0$  ditolak apabila  $F_{\text{hitung}} > F_{\text{tabel}}(v_1, v_2)$

4. Uji statistik

Tabel di bawah ini (Tabel 4.5) adalah tabel hasil data perhitungan laju perpindahan kalor

Dari perhitungan data hasil pengukuran dibuat tabel sebagai berikut:

Tabel 4.5 Pengolahan data uji hipotesis pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor.

		Variasi Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator				$\Sigma_B$
		Tanpa	Jarak 55 mm	Jarak 45 mm	Jarak 35 mm	
Debit (liter/jam)	400	3016.3628	3547.671427	3674.756765	4103.478387	
		3108.2318	3582.887846	3751.314197	4103.478387	
		3414.4615	3556.858319	3766.625684	4302.527712	
	$\Sigma k1$	9539.0561	10687.41759	11192.69665	12509.48449	43928.65
	500	3489.6395	3988.159444	4601.741609	4947.043356	
		3317.0749	4141.550192	4678.609548	4870.156244	
		3489.8313	4141.550192	4245.088946	4716.573758	
	$\Sigma k2$	10296.546	12271.25983	13525.4401	14533.77336	50627.02
	600	3961.9961	4791.529692	4837.832454	5157.782242	
		4307.7695	4814.565892	4906.941056	5160.108899	
		4054.1409	4860.638293	4929.746894	5206.411661	
	$\Sigma k3$	12323.907	14466.73388	14674.5204	15524.3028	56989.46
	700	4629.5866	5084.517055	5111.545277	5245.053991	
		4790.1503	5057.756439	5065.784624	5215.91168	
		4816.9109	4977.742197	5142.05238	5245.107512	
	$\Sigma k4$	14236.648	15120.01569	15319.38228	15706.07318	60382.12
	800	5205.9054	5160.00158	5208.967714	5401.892444	
		5203.4556	5108.830592	5123.22339	5420.266228	
		5135.4726	5138.534876	5175.282444	5359.020282	
	$\Sigma k5$	15544.834	15407.36705	15507.47355	16181.17895	62640.85
	900	5017.6155	4948.61037	5138.31417	5227.976028	
		5034.8582	4965.88752	5138.31417	5241.77016	
		5034.8582	4965.542667	5069.34351	5276.25549	
	$\Sigma k6$	15087.332	14880.04056	15345.97185	15746.00168	61059.35
$\Sigma k_{total}$	77028.322	82832.83459	85565.48483	90200.81446	335627.5	

Tabel 4.6 Analisis varian pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor.

SUMBER VARIAN	db	JK	KT	F hitung	F tabel
Debit	5	22036924	4407385	519.953	2.408514
Jarak antar sirip	3	5046262	1682087	198.4411	2.798061
Interaksi	15	2305447	153696.5	18.13206	1.880175
Galat	48	406872.3	8476.506		
Total	71	29795506			

Kesimpulan:

Dari tabel analisis varian (Tabel 4.6) terlihat masing-masing perlakuan  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Artinya variasi jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas mempunyai pengaruh yang nyata terhadap laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor dengan tingkat keyakinan 95 %.

#### 4.1.3.2 Pengujian Hipotesis Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Penurunan Tekanan pada Alat Penukar Kalor

1. Penentuan formulasi hipotesis

a.  $H_{01} : \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4$

$H_{11} : \text{sekurang-kurangnya ada satu } \mu_i \neq 0$

Dimana  $\mu_i = \text{rata-rata kondisi ke-}i \text{ pada faktor jarak antar sirip-sirip turbulator}$

b.  $H_{02} : \beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = \beta_5 = \beta_6$

$H_{12} : \text{sekurang-kurangnya ada satu } \beta_j \neq 0$

Dimana  $\beta_j = \text{rata-rata kondisi ke-}j \text{ pada faktor debit fluida panas}$

c.  $H_{03} : (\mu\beta)_{14} = (\mu\beta)_{15} = \dots = (\mu\beta)_{ij} = 0$

$H_{13} : \text{sekurang-kurangnya ada satu } (\mu\beta)_{ij} \neq 0$

Dimana  $(\mu\beta)_{ij} = \text{rata-rata interaksi antara kondisi ke-}i \text{ faktor jarak antar sirip-sirip turbulator dan kondisi ke-}j \text{ faktor debit fluida panas}$

2. Taraf nyata dan nilai  $F_{tabel}$  ( $\alpha = 5\%$ )

a. Faktor jarak antar sirip-sirip turbulator

$$F_{0,05}(3,48) = 2,8$$

b. Faktor debit fluida panas

$$F_{0,05}(5,48) = 2,41$$

c. Faktor interaksi

$$F_{0,05}(15,48) = 1,88$$

3. Kriteria pengujian

c.  $H_0$  diterima apabila  $F_{hitung} \leq F_{tabel}(v_1, v_2)$

d.  $H_0$  ditolak apabila  $F_{hitung} > F_{tabel}(v_1, v_2)$

4. Uji statistik

Tabel di bawah ini (Tabel 4.7) adalah tabel hasil data perhitungan penurunan tekanan.

Dari perhitungan data hasil pengukuran dibuat tabel sebagai berikut:



Tabel 4.7 Pengolahan data uji hipotesis pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap penurunan tekanan pada alat penukar kalor.

		Variasi Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator				$\Sigma_B$
		Tanpa	Jarak 55 mm	Jarak 45 mm	Jarak 35 mm	
Debit (liter/jam)	400	0.00610	0.01503	0.01707	0.02107	
		0.00607	0.01510	0.01703	0.02103	
		0.00603	0.01507	0.01710	0.02107	
	$\Sigma k1$	0.0182	0.0452	0.0512	0.06317	0.177767
	500	0.01103	0.03203	0.03603	0.04610	
		0.01107	0.03207	0.03607	0.04607	
		0.01110	0.03203	0.03607	0.04603	
	$\Sigma k2$	0.0332	0.09613	0.10817	0.1382	0.3757
	600	0.01503	0.05407	0.05607	0.06110	
		0.01507	0.05403	0.05603	0.06107	
		0.01510	0.05607	0.05607	0.06107	
	$\Sigma k3$	0.0452	0.16417	0.16817	0.18323	0.560767
	700	0.01903	0.06807	0.07067	0.08507	
		0.01907	0.06810	0.07067	0.08503	
		0.01903	0.06807	0.07100	0.08503	
	$\Sigma k4$	0.05713	0.20423	0.21233	0.25513	0.728833
	800	0.02507	0.09303	0.10103	0.11507	
		0.02503	0.09307	0.10107	0.11503	
		0.02510	0.09307	0.10110	0.11507	
	$\Sigma k5$	0.0752	0.27917	0.3032	0.34517	1.002733
900	0.03033	0.10503	0.11067	0.12510		
	0.03067	0.10503	0.11033	0.12503		
	0.03067	0.10507	0.11067	0.12507		
$\Sigma k6$	0.09167	0.31513	0.33167	0.3752	1.113667	
$\Sigma ktotal$	0.3206	1.10403	1.17473	1.3601	3.959467	

Tabel 4.8 Analisis varian pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas terhadap penurunan tekanan pada alat penukar kalor.

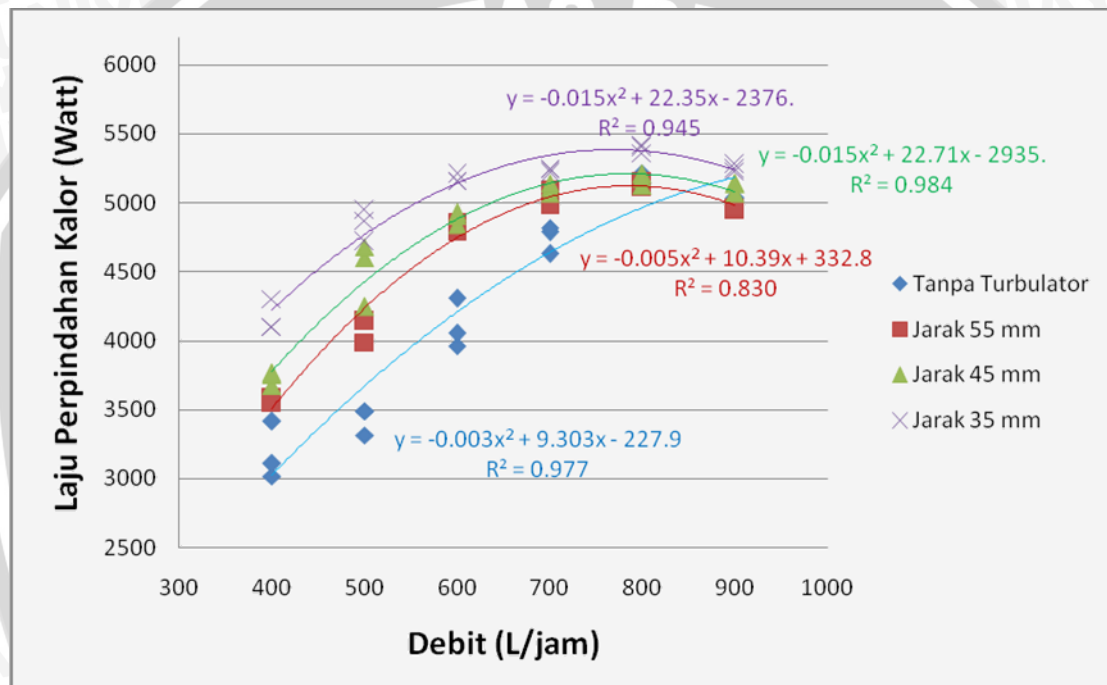
SUMBER VARIAN	db	JK	KT	F hitung	F tabel
Debit	5	0.05427	0.010854	175878.8	2.408514
Jarak antar sirip	3	0.035122	0.011707	189707.5	2.798061
Interaksi	15	0.009293	0.00062	10039.01	1.880175
Galat	48	2.96E-06	6.17E-08		
Total	71	0.098688			

Kesimpulan:

Dari tabel analisis varian (Tabel 4.8) terlihat masing-masing perlakuan  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Artinya variasi jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas mempunyai pengaruh yang nyata terhadap penurunan tekanan pada alat penukar kalor dengan tingkat keyakinan 95 %.

## 4.2 Pembahasan Grafik

### 4.2.1 Pembahasan Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor



Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor.

Dari gambar 4.1 terlihat bahwa laju perpindahan kalor terkecil terjadi pada debit 400 liter/jam dengan variasi tanpa turbulator yaitu sebesar 3179,685 Watt. Pada debit yang sama dengan menggunakan variasi jarak antar sirip-sirip turbulator 55 mm laju perpindahan kalor meningkat menjadi 3562,472 Watt. Dan laju perpindahan kalor tertinggi pada debit 800 liter/jam dengan menggunakan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm yaitu sebesar 5393,726 Watt. Peningkatan laju perpindahan kalor ini menunjukkan bahwa penggunaan sirip-sirip turbulator berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor jika dibandingkan tanpa turbulator. Peningkatan laju perpindahan kalor juga sebanding dengan kenaikan variasi debit aliran fluida panas.

Pada grafik diatas dapat dilihat bahwa pada debit aliran fluida panas yang sama terdapat kecenderungan peningkatan laju perpindahan kalor pada tiap-tiap variasi jarak antar sirip-sirip turbulator, hal ini disebabkan pemasangan sirip-sirip turbulator pada aliran fluida panas akan mengalami perubahan garis aliran. Arah aliran fluida akan terbagi menjadi dua, yaitu searah panjang pipa dan searah sirip-sirip turbulator. Adanya dua arah aliran fluida yang berbeda tersebut memungkinkan timbulnya pusaran atau olakan (*vortex*) diantara keduanya. Pada pusaran atau olakan (*vortex*) inilah partikel-partikel fluida yang bergerak acak saling bercampur dan berinteraksi selanjutnya akan terjadi pertukaran energi kalor antar partikel yang bergerak secara acak sehingga meningkatkan perpindahan kalor konveksi serta laju perpindahan kalor akan meningkat. Dengan semakin rapatnya jarak antar sirip-sirip turbulator menyebabkan meningkatnya intensitas turbulensi pada aliran yang akan mempercepat transfer energi kalor tersebut. Adanya gerakan fluida yang acak ini akan meningkatkan perpindahan kalor secara konveksi di pipa dalam (*tube*) sehingga fluida panas akan semakin cepat menggantikan fluida panas yang telah dingin di sekitar permukaan dinding pipa dalam (*tube*) dengan fluida panas yang lain sehingga dihasilkan beda temperatur fluida yang lebih besar pada lapisan-lapisan fluida yang saling berinteraksi melakukan perpindahan kalor tersebut, sesuai dengan rumus  $q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$  (pers.2-1) laju perpindahan kalor akan sebanding dengan beda temperatur antar fluida masuk dan fluida keluar yang saling berinteraksi melakukan perpindahan kalor, hal tersebut menyebabkan laju perpindahan kalor semakin tinggi.

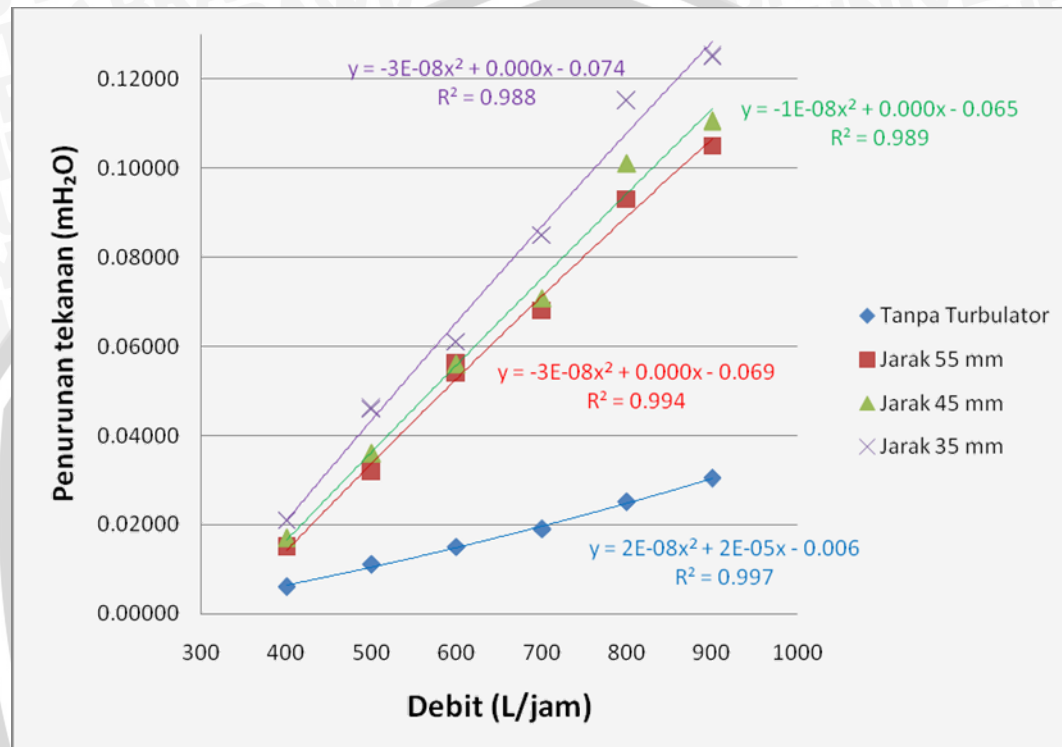
Dilihat dari pengujian hipotesis dengan analisa varian (anova) dua arah, dapat diketahui bahwa nilai  $F_{hitung}$  faktor jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas lebih besar dari  $F_{tabel}$ , sedangkan  $F_{hitung}$  interaksi antar faktor lebih kecil dari  $F_{tabel}$ . Sehingga dapat disimpulkan bahwa  $F_{hitung}$  faktor jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas ada pengaruhnya terhadap laju perpindahan kalor.

Dari masing-masing grafik juga dapat diketahui nilai dari koefisien determinasi ( $R^2$ ), dimana nilai yang ditunjukkan oleh koefisien ini memberikan arti bahwa jika nilai  $R^2 \geq 60\%$  maka nilai  $H_0$  ditolak dan  $H_1$  diterima, artinya hipotesa yang didapat sesuai dengan hasil penelitian. Dari grafik diketahui bahwa untuk nilai  $R^2_{tanpa} = 0,977$  (97,7%),  $R^2_{55mm} = 0,830$  (83%),  $R^2_{45mm} = 0,984$  (98,4%) dan  $R^2_{35mm} = 0,945$  (94,5%), keempat koefisien tersebut bernilai lebih dari 60%, sehingga dapat disimpulkan bahwa penelitian ini tidak menyimpang dari dugaan secara teoritis. Sehingga pernyataan ini juga



memperkuat hasil penelitian serta mempertegas bahwa semakin rapat jarak antar sirip-sirip turbulator maka akan mempengaruhi laju perpindahan kalor yang cenderung semakin meningkat.

#### 4.2.2 Pembahasan Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Penurunan Tekanan pada Alat Penukar Kalor



Gambar 4.3 Grafik Pengaruh Jarak Antar Sirip-Sirip Turbulator dan Debit Fluida Panas terhadap Penurunan Tekanan pada Alat Penukar Kalor.

Dari gambar 4.3 terlihat bahwa penurunan tekanan terkecil terjadi pada debit 400 liter/jam pada variasi tanpa turbulator yaitu sebesar 0,006 mH<sub>2</sub>O. Pada debit aliran fluida panas yang sama dengan menggunakan jarak antar sirip-sirip turbulator 55 mm, penurunan tekanan meningkat menjadi 0,015 mH<sub>2</sub>O. Dan penurunan tekanan tertinggi terjadi pada debit 900 liter/jam dengan menggunakan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm yaitu sebesar 0,125 mH<sub>2</sub>O. Peningkatan nilai penurunan tekanan ini menunjukkan bahwa penggunaan turbulator akan meningkatkan penurunan tekanan, dimana semakin rapat jarak antar sirip-sirip turbulator maka penurunan tekanan akan semakin besar. Dan semakin besar debit aliran fluida panas yang mengalir maka penurunan tekanan juga akan semakin besar.

Penurunan tekanan yang semakin besar ini disebabkan oleh meningkatnya *head losses*, yang mana terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. Berdasarkan rumusan

$$h_{ma} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad \text{dan} \quad h_{mi} = K_L \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

*major losses* dan *minor losses* berbanding lurus

dengan kuadrat kecepatan fluida. Berdasarkan rumus  $\Delta P = \rho \cdot g \cdot h$ , penurunan tekanan berbanding lurus dengan *head losses* dan kecepatan fluida berbanding lurus dengan debit, sehingga penurunan tekanan juga berbanding lurus dengan kuadrat debit.

Pada variasi debit, penurunan tekanan terkecil selalu terjadi pada alat penukar kalor tanpa turbulator. Penurunan tekanan terkecil dapat terjadi karena pada alat penukar kalor tanpa turbulator besarnya penurunan tekanan hanya disebabkan oleh *major losses* saja. Sehingga penurunan tekanan pada alat penukar kalor tanpa turbulator akan selalu lebih kecil dibanding dengan menggunakan variasi jarak antar sirip-sirip turbulator yang disebabkan oleh *minor losses* dan *major losses*.

Sedangkan pengaruh jarak antar sirip-sirip turbulator terhadap penurunan tekanan lebih disebabkan oleh meningkatnya koefisien kerugian *head drop* sebagai akibat semakin rapatnya jarak antar sirip-sirip turbulator yang dipasang pada pipa dalam (*tube*). Dengan semakin rapatnya jarak antar sirip-sirip turbulator maka penghalang semakin besar dan aliran semakin terhambat sehingga kerugian semakin besar.

Dilihat dari pengujian hipotesis dengan analisa varian (anava) dua arah, dapat diketahui bahwa nilai  $F_{hitung}$  faktor jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas lebih besar dari  $F_{tabel}$ , sedangkan  $F_{hitung}$  interaksi antar faktor lebih kecil dari  $F_{tabel}$ . Sehingga dapat disimpulkan bahwa jarak antar sirip-sirip turbulator dan debit fluida panas berpengaruh terhadap penurunan tekanan.

Seperti halnya pada pembahasan grafik pengaruh debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada jarak antar sirip-sirip turbulator, dari grafik Gambar 4.3 dapat diketahui bahwa pada masing-masing grafik memiliki koefisien determinasi sebesar  $R^2_{tanpa} = 0,997$  (97,7 %),  $R^2_{55mm} = 0,994$  (99,4 %),  $R^2_{45mm} = 0,989$  (98,9 %) dan  $R^2_{35mm} = 0,988$  (98,8 %), dimana keempat koefisien tersebut bernilai lebih dari 60%, sehingga dapat disimpulkan bahwa penelitian ini tidak menyimpang dengan dugaan secara teoritis yaitu semakin rapat jarak antar sirip-sirip turbulator maka akan mempengaruhi penurunan tekanan akan semakin meningkat.

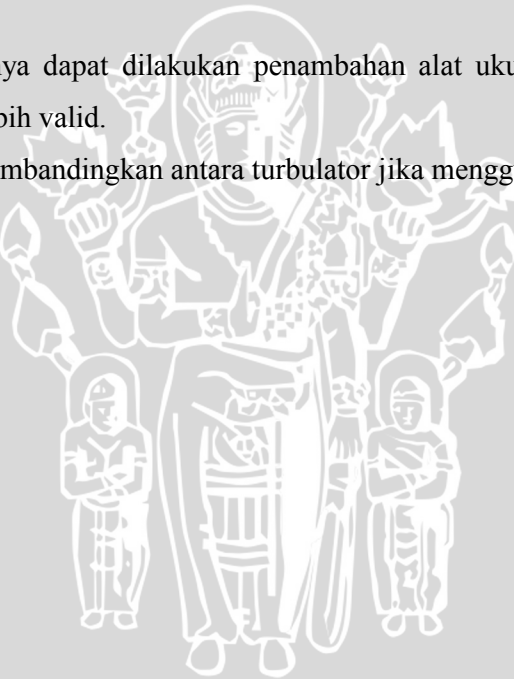
## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis varian (anava) terlihat bahwa jarak antar sirip-sirip turbulator pada alat penukar kalor memiliki pengaruh yang nyata terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan ( $F_{hitung} > F_{tabel}$ ) dapat disimpulkan bahwa semakin rapat jarak antar sirip-sirip turbulator maka akan meningkatkan laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan. Nilai laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan tertinggi pada variasi jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm yaitu sebesar 5401,892 Watt dan 0,115 mH<sub>2</sub>O jika dibanding dengan tanpa turbulator.

### Saran

1. Pada penelitian selanjutnya dapat dilakukan penambahan alat ukur temperatur untuk memperoleh data yang lebih valid.
2. Pengujian selanjutnya membandingkan antara turbulator jika menggunakan alat penukar kalor aliran sama/paralel.





## DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Yunus A; 1994: *Heat Transfer A Practical Approach*; McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- Cengel, Yunus A. dan Turner, Robert H; 2001: *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*; Edisi pertama; McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- Cengel, Yunus A; 2003: *Heat Transfer A Practical Approach*: 2<sup>nd</sup> edition; McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- Eiamsa-ard, Smith. Pethkool, Somsak. Thianpong, Chinaruk. dan Promvonge, P.; 2007: *Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts*; Bangkok.
- Fox, Robert W., Alan T. Mc Donald; 1976 : *Introduction to Fluid Mechanics, Fourth Edition*; John Wiley and Sons, Inc, New York.
- Holman, J.P; 1991: *Perpindahan Kalor*; Edisi kelima; Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Kreith, Frank; 1997: *Prinsip-prinsip Perpindahan Kalor*; Edisi Ketiga; Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Leinhard, John H; 2005: *A Heat Transfer Textbook*; 3<sup>rd</sup> edition; Phlogiston Press, Massachusetts.
- Oslo, Reuben M dan Steven J. Wright; 1993: *Dasar-dasar Mekanika Fluida Teknik*; Gramedia Pustaka Utama, Jakarta.
- Wahyudi , Slamet. 2006. *Statistik teknik*, Universitas Brawijaya, Malang
- Wigraha, Nyoman Arya; 2010: *Pengaruh sudut louvered strip terhadap laju perpindahan panas dan faktor gesekan pada counter flow heat exchanger*; Malang, Indonesia.

Lampiran 1 : Tabel hasil pengolahan data

**Pengulangan 1**

Data pengujian alat penukar kalor tanpa turbulator

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.633	30.300	28.967	65.267	58.700	6.567	61.983	0.006	3016.363	318.668	59.243	0.017
500	27.300	31.633	29.467	65.467	59.400	6.067	62.433	0.011	3489.640	347.937	107.155	0.020
600	27.500	31.267	29.383	65.400	59.667	5.733	62.534	0.015	3961.996	375.100	146.002	0.026
700	27.467	31.467	29.467	65.333	59.567	5.767	62.450	0.019	4629.587	409.818	184.850	0.046
800	27.033	31.333	29.183	65.333	59.667	5.667	62.500	0.025	5205.905	435.774	243.445	0.138
900	27.433	31.667	29.550	65.400	60.550	4.850	62.975	0.030	5017.616	426.380	294.594	0.066

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 55 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.633	30.533	29.083	65.600	57.877	7.723	61.738	0.015	3547.671	353.392	146.002	0.026
500	27.433	31.333	29.383	65.567	58.633	6.933	62.100	0.032	3988.159	377.773	311.105	0.031
600	27.233	31.300	29.267	65.567	58.633	6.933	62.100	0.054	4791.530	418.413	525.090	0.069
700	27.533	32.867	30.200	65.733	59.400	6.333	62.567	0.068	5084.517	430.887	661.057	0.088
800	27.267	32.267	29.767	65.500	59.883	5.617	62.692	0.093	5160.002	433.648	903.530	0.100
900	27.400	32.367	29.883	65.533	60.750	4.783	63.142	0.105	4948.610	422.997	1020.073	0.054

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 45 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.400	31.033	29.217	65.367	57.367	8.000	61.367	0.017	3674.757	362.023	165.750	0.029
500	27.433	31.267	29.350	65.533	57.533	8.000	61.533	0.036	4601.742	411.083	349.952	0.063
600	27.200	31.367	29.283	65.433	58.433	7.000	61.933	0.056	4837.832	421.061	544.514	0.076
700	27.600	31.700	29.650	65.300	58.933	6.367	62.117	0.071	5111.545	433.117	686.308	0.111
800	27.567	32.333	29.950	65.190	59.520	5.670	62.355	0.101	5208.968	436.895	981.226	0.117
900	27.533	32.367	29.950	65.333	60.367	4.967	62.850	0.111	5138.314	432.368	1074.784	0.081

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.167	31.900	29.533	65.433	56.500	8.933	60.967	0.021	4103.478	387.352	204.597	0.043
500	27.433	31.533	29.483	65.733	57.133	8.600	61.433	0.046	4947.043	427.656	447.719	0.113
600	27.567	31.300	29.433	65.133	57.670	7.463	61.402	0.061	5157.782	437.091	593.397	0.177
700	27.233	31.567	29.400	65.253	58.720	6.533	61.987	0.085	5245.054	439.117	826.159	0.190
800	27.400	32.633	30.017	65.680	59.800	5.880	62.740	0.115	5401.892	444.042	1117.516	0.217
900	27.333	32.433	29.883	65.120	60.067	5.053	62.593	0.125	5227.976	436.973	1214.959	0.109



**Pengulangan 2**

Data pengujian alat penukar kalor tanpa turbulator

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.567	30.667	29.117	65.267	58.500	6.767	61.883	0.006	3108.232	325.105	58.919	0.018
500	27.433	31.167	29.300	65.267	59.500	5.767	62.383	0.011	3317.075	337.319	107.478	0.018
600	27.500	31.233	29.367	65.467	59.233	6.233	62.350	0.015	4307.769	394.039	146.326	0.036
700	27.167	31.667	29.417	65.500	59.533	5.967	62.517	0.019	4790.150	417.222	185.174	0.058
800	27.133	31.367	29.250	65.400	59.736	5.664	62.568	0.025	5203.456	435.520	243.121	0.132
900	27.367	31.667	29.517	65.267	60.400	4.867	62.833	0.031	5034.858	427.539	297.832	0.070

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 55 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.533	30.700	29.117	65.467	57.667	7.800	61.567	0.015	3582.888	355.995	146.650	0.027
500	27.300	31.200	29.250	65.667	58.467	7.200	62.067	0.032	4141.550	386.127	311.428	0.036
600	27.367	31.467	29.417	65.567	58.600	6.967	62.083	0.054	4814.566	419.620	524.766	0.071
700	27.500	32.667	30.083	65.500	59.200	6.300	62.350	0.068	5057.756	430.304	661.380	0.087
800	27.367	32.233	29.800	65.260	59.699	5.561	62.480	0.093	5108.831	432.042	903.854	0.091
900	27.333	32.467	29.900	65.300	60.500	4.800	62.900	0.105	4965.888	424.490	1020.073	0.057

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 45 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.467	31.167	29.317	65.400	57.233	8.167	61.317	0.017	3751.314	366.642	165.426	0.031
500	27.467	31.133	29.300	65.667	57.533	8.134	61.600	0.036	4678.610	414.562	350.276	0.070
600	27.167	31.233	29.200	65.333	58.233	7.100	61.783	0.056	4906.941	424.625	544.190	0.090
700	27.233	31.533	29.383	65.100	58.790	6.310	61.945	0.071	5065.785	431.413	686.308	0.108
800	27.433	32.433	29.933	65.167	59.590	5.577	62.378	0.101	5123.223	433.065	981.549	0.093
900	27.367	32.467	29.917	65.433	60.467	4.967	62.950	0.110	5138.314	432.055	1071.546	0.080

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.300	31.800	29.550	65.367	56.433	8.933	60.900	0.021	4103.478	387.551	204.274	0.043
500	27.333	31.533	29.433	65.633	57.167	8.467	61.400	0.046	4870.156	424.207	447.395	0.098
600	27.567	31.367	29.467	65.367	57.900	7.467	61.633	0.061	5160.109	436.533	593.073	0.167
700	27.300	31.633	29.467	65.330	58.833	6.497	62.082	0.085	5215.912	437.636	825.835	0.162
800	27.267	32.667	29.967	65.667	59.767	5.900	62.717	0.115	5420.266	444.844	1117.192	0.248
900	27.300	32.500	29.900	65.267	60.200	5.067	62.733	0.125	5241.770	437.173	1214.311	0.110

**Pengulangan 3**

Data pengujian alat penukar kalor tanpa turbulator

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.500	30.033	28.767	65.700	58.267	7.433	61.983	0.006	3414.461	344.555	58.595	0.024
500	27.467	31.233	29.350	65.300	59.233	6.067	62.267	0.011	3489.831	348.409	107.802	0.020
600	27.567	31.233	29.400	65.333	59.467	5.866	62.400	0.015	4054.141	380.521	146.650	0.028
700	27.233	31.533	29.383	65.467	59.467	6.000	62.467	0.019	4816.911	418.595	184.850	0.061
800	27.333	31.433	29.383	65.300	59.710	5.590	62.505	0.025	5135.473	432.846	243.769	0.105
900	27.333	31.667	29.500	65.100	60.233	4.867	62.667	0.031	5034.858	428.011	297.832	0.072

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 55 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.467	30.567	29.017	65.433	57.690	7.743	61.562	0.015	3556.858	354.440	146.326	0.027
500	27.400	31.333	29.367	65.467	58.267	7.200	61.867	0.032	4141.550	386.735	311.105	0.036
600	27.500	31.267	29.383	65.667	58.633	7.033	62.150	0.054	4860.638	421.540	525.414	0.077
700	27.233	32.767	30.000	65.533	59.333	6.200	62.433	0.068	4977.742	426.448	661.057	0.075
800	27.433	32.200	29.817	65.283	59.690	5.593	62.487	0.093	5138.535	433.340	903.854	0.097
900	27.567	32.400	29.983	65.267	60.467	4.800	62.867	0.105	4965.543	424.624	1020.397	0.057



Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 45 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.467	31.133	29.300	65.233	57.033	8.200	61.133	0.017	3766.626	368.050	166.073	0.032
500	27.300	31.200	29.250	65.700	58.320	7.380	62.010	0.036	4245.089	391.736	350.276	0.040
600	27.367	31.433	29.400	65.433	58.300	7.133	61.867	0.056	4929.747	425.543	544.514	0.090
700	27.367	31.700	29.533	65.225	58.820	6.405	62.023	0.071	5142.052	434.649	689.545	0.127
800	27.467	32.467	29.967	65.333	59.700	5.633	62.517	0.101	5175.282	434.969	981.873	0.103
900	27.367	32.467	29.917	65.333	60.433	4.900	62.883	0.111	5069.344	429.198	1074.784	0.070

Data pengujian alat penukar kalor dengan jarak antar sirip-sirip turbulator 35 mm

Debit air panas (L/jam)	Temperatur (°C)								Laju Kalor (W)	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)	Penurunan Tekanan (Pa)	a
	Tc in	Tc out	Tc	Th in	Th out	ΔT	Th	(mH <sub>2</sub> O)				
400	27.600	31.000	29.300	65.833	56.467	9.367	61.150	0.021	4302.528	397.226	204.597	0.054
500	27.233	31.633	29.433	65.467	57.267	8.200	61.367	0.046	4716.574	417.124	447.071	0.075
600	27.200	31.167	29.183	65.167	57.633	7.534	61.400	0.061	5206.412	439.020	593.073	0.235
700	27.367	31.033	29.200	65.367	58.833	6.533	62.100	0.085	5245.108	438.637	825.835	0.199
800	27.333	32.367	29.850	65.433	59.600	5.833	62.517	0.115	5359.020	442.763	1117.516	0.204
900	27.300	32.467	29.883	65.267	60.167	5.100	62.717	0.125	5276.255	438.690	1214.635	0.124

Lampiran 2 : Tabel *Properties of saturated wáter*

TABLE A-9

Properties of saturated water

Temp., T °C	Saturation Pressure, P <sub>sat</sub> kPa	Density, ρ kg/m <sup>3</sup>		Enthalpy of Vaporization, h <sub>fg</sub> kJ/kg	Specific Heat, C <sub>p</sub> J/kg · °C		Thermal Conductivity, k W/m · °C		Dynamic Viscosity, μ kg/m · s		Prandtl Number, Pr		Volume Expansion Coefficient, β 1/K
		Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-5</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-5</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-5</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-5</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-5</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-5</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-5</sup>	2.22	1.00	0.653 × 10 <sup>-3</sup>
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-5</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-5</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-5</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-5</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.261 × 10 <sup>-5</sup>	1.58	1.00	0.798 × 10 <sup>-3</sup>
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232 × 10 <sup>-3</sup>	1.296 × 10 <sup>-5</sup>	1.44	1.00	0.858 × 10 <sup>-3</sup>
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213 × 10 <sup>-3</sup>	1.330 × 10 <sup>-5</sup>	1.33	1.01	0.913 × 10 <sup>-3</sup>
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197 × 10 <sup>-3</sup>	1.365 × 10 <sup>-5</sup>	1.24	1.02	0.970 × 10 <sup>-3</sup>
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183 × 10 <sup>-3</sup>	1.399 × 10 <sup>-5</sup>	1.16	1.02	1.025 × 10 <sup>-3</sup>
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170 × 10 <sup>-3</sup>	1.434 × 10 <sup>-5</sup>	1.09	1.05	1.145 × 10 <sup>-3</sup>
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160 × 10 <sup>-3</sup>	1.468 × 10 <sup>-5</sup>	1.03	1.05	1.178 × 10 <sup>-3</sup>
180	1002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150 × 10 <sup>-3</sup>	1.502 × 10 <sup>-5</sup>	0.983	1.07	1.210 × 10 <sup>-3</sup>
190	1254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142 × 10 <sup>-3</sup>	1.537 × 10 <sup>-5</sup>	0.947	1.09	1.280 × 10 <sup>-3</sup>
200	1553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134 × 10 <sup>-3</sup>	1.571 × 10 <sup>-5</sup>	0.910	1.11	1.350 × 10 <sup>-3</sup>
220	2318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122 × 10 <sup>-3</sup>	1.641 × 10 <sup>-5</sup>	0.865	1.15	1.520 × 10 <sup>-3</sup>
240	3344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111 × 10 <sup>-3</sup>	1.712 × 10 <sup>-5</sup>	0.836	1.24	1.720 × 10 <sup>-3</sup>
260	4688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102 × 10 <sup>-3</sup>	1.788 × 10 <sup>-5</sup>	0.832	1.35	2.000 × 10 <sup>-3</sup>
280	6412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094 × 10 <sup>-3</sup>	1.870 × 10 <sup>-5</sup>	0.854	1.49	2.380 × 10 <sup>-3</sup>
300	8581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086 × 10 <sup>-3</sup>	1.965 × 10 <sup>-5</sup>	0.902	1.69	2.950 × 10 <sup>-3</sup>
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078 × 10 <sup>-3</sup>	2.084 × 10 <sup>-5</sup>	1.00	1.97	—
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070 × 10 <sup>-3</sup>	2.255 × 10 <sup>-5</sup>	1.23	2.43	—
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060 × 10 <sup>-3</sup>	2.571 × 10 <sup>-5</sup>	2.06	3.73	—
374.14	22,090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 <sup>-3</sup>	4.313 × 10 <sup>-5</sup>	—	—	—

**Note 1:** Kinematic viscosity  $\nu$  and thermal diffusivity  $\alpha$  can be calculated from their definitions,  $\nu = \mu/\rho$  and  $\alpha = k/\rho C_p = \nu/Pr$ . The temperatures 0.01°C, 100°C, and 374.14°C are the triple-, boiling-, and critical-point temperatures of water, respectively. The properties listed above (except the vapor density) can be used at any pressure with negligible error except at temperatures near the critical-point value.

**Note 2:** The unit kJ/kg · °C for specific heat is equivalent to kJ/kg · K, and the unit W/m · °C for thermal conductivity is equivalent to W/m · K.

**Source:** Viscosity and thermal conductivity data are from J. V. Sengers and J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986) pp. 1291–1322. Other data are obtained from various sources or calculated.



Lampiran 3 : Tabel *Properties of solid metals*

**TABLE A-3**

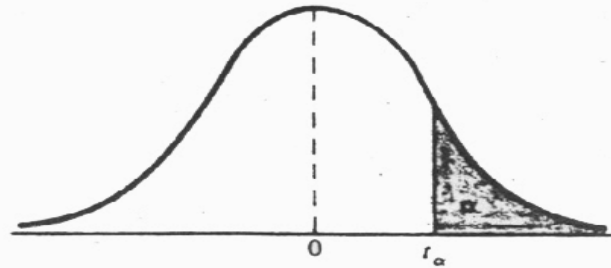
Properties of solid metals

Composition	Melting Point, K	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K), k(W/m · K)/C <sub>p</sub> (J/kg · K)					
		$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ J/kg · K	$k$ W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m <sup>2</sup> /s	100	200	400	600	800	1000
<b>Aluminum:</b>											
Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1033	1146	
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186		
						473	787	925	1042		
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185		
<b>Beryllium</b>	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1114	2191	2604	2823	3018
<b>Bismuth</b>	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
<b>Boron</b>	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1463	1892	2160	2338
<b>Cadmium</b>	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
<b>Chromium</b>	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
<b>Cobalt</b>	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
<b>Copper:</b>											
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14		42	52	59		
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		785	160	545		
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149		
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
<b>Germanium</b>	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
<b>Gold</b>	1336	19,300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
<b>Iridium</b>	2720	22,500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
<b>Iron:</b>											
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
<b>Carbon steels:</b>											
Plain carbon (Mn $\leq$ 1%, Si $\leq$ 0.1%)		7850	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1169



Lampiran 4 : Tabel Distribusi t

**TABEL A.5\***  
 Nilai Kritis Sebaran  $t$

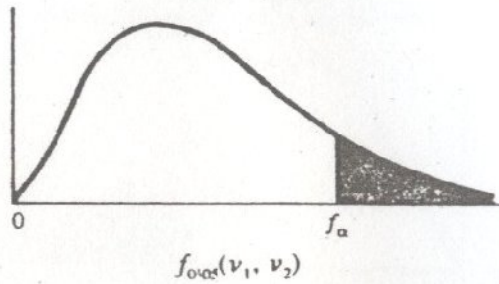


$\nu$	$\alpha$				
	0.10	0.05	0.025	0.01	0.005
1	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657
2	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925
3	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841
4	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604
5	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032
6	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707
7	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499
8	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355
9	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250
10	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169
11	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106
12	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055
13	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012
14	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977
15	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947
16	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921
17	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898
18	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878
19	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861
20	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845
21	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831
22	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819
23	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807
24	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797
25	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787
26	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779
27	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771
28	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763
29	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756
inf.	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576

\*Tabel diambil dari Tabel IV R. A. Fisher. *Statistical Methods for Research Workers*, Oliver & Boyd Ltd., Edinburgh, dengan izin pengarang dan penerbit.

Lampiran 5 : Tabel distribusi  $F(\alpha; \nu_1; \nu_2)$  untuk  $\alpha = 5\%$

**TABEL A.7**  
 Nilai Kritis Sebaran F



$\nu_2$	$\nu_1$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	161.4	199.5	215.7	224.6	230.2	234.0	236.8	238.9	240.5
2	18.51	19.00	19.16	19.25	19.30	19.33	19.35	19.37	19.38
3	10.13	9.55	9.28	9.12	9.01	8.94	8.89	8.85	8.81
4	7.71	6.94	6.59	6.39	6.26	6.16	6.09	6.04	6.00
5	6.61	5.79	5.41	5.19	5.05	4.95	4.88	4.82	4.77
6	5.99	5.14	4.76	4.53	4.39	4.28	4.21	4.15	4.10
7	5.59	4.74	4.35	4.12	3.97	3.87	3.79	3.73	3.68
8	5.32	4.46	4.07	3.84	3.69	3.58	3.50	3.44	3.39
9	5.12	4.26	3.86	3.63	3.48	3.37	3.29	3.23	3.18
10	4.96	4.10	3.71	3.48	3.33	3.22	3.14	3.07	3.02
11	4.84	3.98	3.59	3.36	3.20	3.09	3.01	2.95	2.90
12	4.75	3.89	3.49	3.26	3.11	3.00	2.91	2.85	2.80
13	4.67	3.81	3.41	3.18	3.03	2.92	2.83	2.77	2.71
14	4.60	3.74	3.34	3.11	2.96	2.85	2.76	2.70	2.65
15	4.54	3.68	3.29	3.06	2.90	2.79	2.71	2.64	2.59
16	4.49	3.63	3.24	3.01	2.85	2.74	2.66	2.59	2.54
17	4.45	3.59	3.20	2.96	2.81	2.70	2.61	2.55	2.49
18	4.41	3.55	3.16	2.93	2.77	2.66	2.58	2.51	2.46
19	4.38	3.52	3.13	2.90	2.74	2.63	2.54	2.48	2.42
20	4.35	3.49	3.10	2.87	2.71	2.60	2.51	2.45	2.39
21	4.32	3.47	3.07	2.84	2.68	2.57	2.49	2.42	2.37
22	4.30	3.44	3.05	2.82	2.66	2.55	2.46	2.40	2.34
23	4.28	3.42	3.03	2.80	2.64	2.53	2.44	2.37	2.32
24	4.26	3.40	3.01	2.78	2.62	2.51	2.42	2.36	2.30
25	4.24	3.39	2.99	2.76	2.60	2.49	2.40	2.34	2.28
26	4.23	3.37	2.98	2.74	2.59	2.47	2.39	2.32	2.27
27	4.21	3.35	2.96	2.73	2.57	2.46	2.37	2.31	2.25
28	4.20	3.34	2.95	2.71	2.56	2.45	2.36	2.29	2.24
29	4.18	3.33	2.93	2.70	2.55	2.43	2.35	2.28	2.22
30	4.17	3.32	2.92	2.69	2.53	2.42	2.33	2.27	2.21
40	4.08	3.23	2.84	2.61	2.45	2.34	2.25	2.18	2.12
60	4.00	3.15	2.76	2.53	2.37	2.25	2.17	2.10	2.04
120	3.92	3.07	2.68	2.45	2.29	2.17	2.09	2.02	1.96
$\infty$	3.84	3.00	2.60	2.37	2.21	2.10	2.01	1.94	1.88





Gambar 1 Macam-macam turbulator



Gambar 3 Jarak antar sirip-sirip 45 mm



Gambar 2 Jarak antar sirip-sirip 35 mm



Gambar 4 Jarak antar sirip-sirip 55 mm



Gambar 5 Instalasi alat penukar kalor