

**PENGARUH VARIASI BESAR SUDUT *STATIC RADIAL FIN*
MIXER TERHADAP UNJUK KERJA ALAT PENUKAR KALOR**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

**REZA MAHARAJASA P. U.
NIM. 0710620014-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2012**

**PENGARUH VARIASI BESAR SUDUT *STATIC RADIAL FIN*
MIXER TERHADAP UNJUK KERJA ALAT PENUKAR KALOR**

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

REZA MAHARAJASA P. U.

NIM. 0710620014-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.

NIP. 19720903 199702 1 001

Purnami, ST., MT.

NIP. 19770707 200812 1 005

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH VARIASI BESAR SUDUT *STATIC RADIAL FIN MIXER*
TERHADAP UNJUK KERJA ALAT PENUKAR KALOR**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

**REZA MAHARAJASA P. U.
0710620014-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 26 Januari 2012

Penguji Skripsi I

Penguji Skripsi II

**Ir. Handono Sasmito, M.Eng.Sc.
NIP. 19480216 198003 1 001**

**Dr.Eng. Lilis Yulianti, ST.,MT.
NIP. 19750702 200003 2 001**

Penguji Komprehensif

**Dr.Ir. Wahyono Suprpto, MT.,MET
NIP. 19551117 198601 1 001**

**Mengetahui :
Ketua Jurusan Teknik Mesin,**

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

KATA PENGANTAR

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

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang dan Dosen Pembimbing I yang telah banyak memberi masukan dan arahan dalam penyusunan skripsi ini.
2. Bapak Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng., Dr.Eng., selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.
3. Ibu Lilis Yuliati, ST., MT., Dr.Eng., selaku Ketua Kelompok Dosen Konsentrasi Konversi Energi.
4. Bapak Purnami, ST., MT. selaku Dosen Pembimbing II, yang telah banyak memberikan masukan, bimbingan dan saran yang sangat bermanfaat dalam penyusunan skripsi ini.
5. Bapak Andy Utomo, Ibu Dewi Setia Gumilar dan adik-adik saya Raditya Fauzan dan Anggita Iswindiary yang telah memberikan dukungan moril, nasehat dan doa yang sangat berarti sehingga dapat menyelesaikan skripsi dengan baik dan benar.
6. Ridho Maulana, Rahmad Isdwianto selaku teman seperjuangan baik suka dan duka yang telah banyak sekali membantu dalam penyusunan skripsi ini.
7. Airen Hajarrhama sebagai seorang adik, teman, dan sahabat yang telah banyak memberikan dukungan dan semangat yang terbarukan setiap hari.
8. Teman sekaligus keluarga dari kontrakan YUPITER 25, Ahmad Assidiki, Andika Subrata, Irwin Juniawan, Ridho Maulana dan teman-teman Mesin 2007 yang sangat banyak membantu dalam banyak hal.

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

Malang, Januari 2012

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI.....	ii
DAFTAR TABEL.....	v
DAFTAR GAMBAR.....	vi
DAFTAR LAMPIRAN.....	viii
RINGKASAN.....	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	4
2.2 Energi Kalor.....	5
2.3 Perpindahan Kalor.....	6
2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi.....	6
2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi.....	7
2.4 Analisa Aliran.....	9
2.4.1 Aliran Laminer.....	10
2.4.2 Aliran Turbulen.....	10
2.4.3 Vortex.....	11
2.4.4 Aliran Dalam Pipa.....	12
2.4.5 Lapisan Batas.....	12
2.4.5.1 Lapisan Batas Hidrolik.....	12
2.4.5.2 Lapisan Batas <i>Thermal</i>	13
2.4.6 Aliran Melalui Silinder Penghalang.....	14
2.4.7 Bilangan Reynold (Re).....	15
2.4.8 Bilangan Prandtl (Pr).....	16
2.4.8 Bilangan Nusselt (Nu).....	16
2.5 Alat Penukar Kalor.....	17

2.5.1	Peningkatan Kinerja Alat Penukar Kalor	19
2.5.2	Analisa Alat Penukar Kalor	20
2.5.3	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh	21
2.5.4	LMTD (<i>Log Mean Temperature Difference</i>).....	22
2.5.5	Efektivitas Alat Penukar Kalor	24
2.6	<i>Static Radial Fin Mixer</i>	25
2.7	<i>Pressure Drop</i>	27
2.8	<i>Pressure Drop</i> Akibat Pemasangan <i>Static Radial Fin Mixer</i>	28
2.9	Hipotesis	29
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN	
3.1	Metode Penelitian	30
3.2	Waktu dan Tempat Penelitian.....	30
3.3	Variabel Penelitian.....	30
3.4	Peralatan Penelitian.....	31
3.5	Skema Alat Penelitian.....	37
3.6	Prosedur Penelitian	38
3.7	Rancangan Penelitian.....	39
3.7.1	Rencana Pengambilan Data.....	39
3.7.2	Analisis Statistik.....	40
3.8	Diagram Alir Penelitian.....	45
BAB IV	DATA DAN PEMBAHASAN	
4.1	Analisis Data.....	46
4.1.1	Data Hasil Pengujian	46
4.1.2	Contoh Perhitungan	46
4.1.3	Analisis Varian	52
4.1.3.1	Analisis Varian untuk Laju Perpindahan Kalor yang Dihasilkan	52
4.1.3.2	Analisis Varian untuk <i>Pressure Drop</i> yang Dihasilkan	54
4.2	Pembahasan	58
4.2.1	Hubungan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Variasi besar sudut <i>static radial fin mixer</i>	58
4.2.2	Hubungan Debit Fluida Panas terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Variasi Besar Sudut <i>Static Radial Fin Mixer</i>	62

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	65
5.2 Saran	65

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



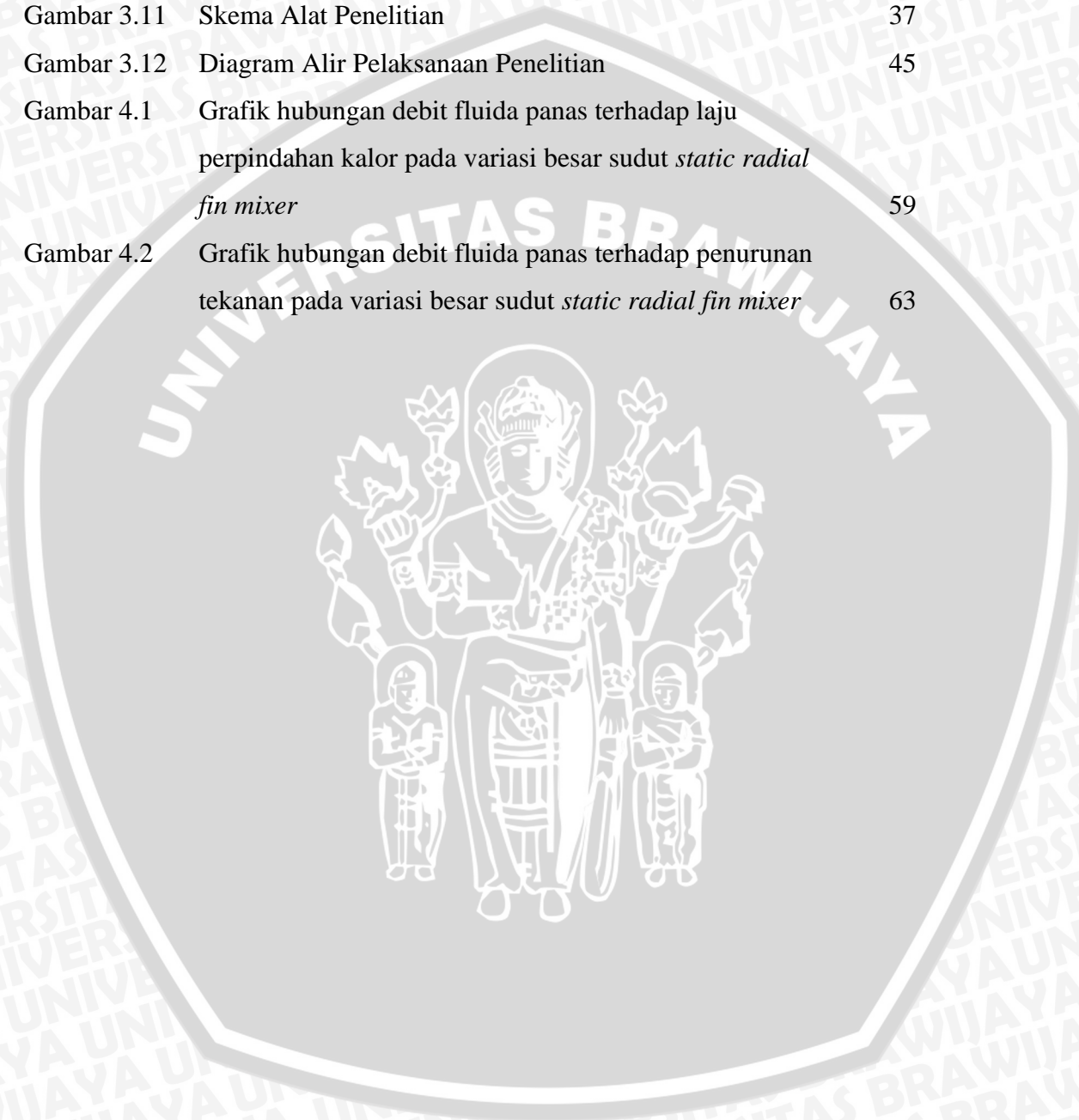
DAFTAR TABEL

No. Tabel	Judul Tabel	Halaman
Tabel 3.1	Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor <i>double tube</i> tanpa pemasangan <i>static radial fin mixer</i> .	39
Tabel 3.2	Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor <i>double tube</i> dengan pemasangan <i>static radial fin mixer</i> dengan sudut 30°.	39
Tabel 3.3	Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor <i>double tube</i> dengan pemasangan <i>static radial fin mixer</i> dengan sudut 45°.	40
Tabel 3.4	Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor <i>double tube</i> dengan pemasangan <i>static radial fin mixer</i> dengan sudut 60°.	40
Table 3.5	Rancangan pengamatan model dua arah dengan pengulangan	44
Table 3.6	Rancangan Analisis Varian	53
Tabel 4.1	Pengamatan model dua arah untuk laju perpindahan kalor	54
Tabel 4.2	Analisis varian dua arah untuk laju perpindahan kalor	56
Tabel 4.3	Pengamatan model dua arah untuk laju <i>pressure drop</i>	56
Tabel 4.4	Analisis varian dua arah untuk laju perpindahan kalor	58
Tabel 4.5	Hubungan Debit dan Laju Perpindahan Kalor pada Sudut yang Berbeda.	62
Tabel 4.6	Hubungan Debit dan <i>Pressure Drop</i> pada Sudut yang Berbeda.	

DAFTAR GAMBAR

No. Gambar	Judul Gambar	Halaman
Gambar 2.1	Hubungan <i>heat loss</i> terhadap massa alir fluida	4
Gambar 2.2	Energi kalor yang ditransfer pada sistem dengan <i>control volume</i>	6
Gambar 2.3	Perpindahan panas konduksi melalui sebuah dinding	7
Gambar 2.4	Proses terjadinya perpindahan kalor konveksi	8
Gambar 2.5	Perpindahan kalor konveksi	9
Gambar 2.6	Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran eksternal)	11
Gambar 2.7	Animasi terbentuknya <i>vortex</i> pada aliran berpenghalang	11
Gambar 2.8	Proses berkembangnya lapisan batas hidrolis	13
Gambar 2.9	Proses berkembangnya lapisan batas <i>thermal</i>	14
Gambar 2.10	Garis-garis aliran melewati sebuah silinder	15
Gambar 2.11	<i>Concentric tube annulus heat exchanger</i>	18
Gambar 2.12	Alat penukar kalor <i>counter flow</i>	18
Gambar 2.13	<i>Helical turbulator</i>	19
Gambar 2.14	Profil pipa beralur	20
Gambar 2.15	Tipe <i>external fin</i>	20
Gambar 2.16	Tipe – tipe <i>internal fin</i>	20
Gambar 2.17	Hambatan <i>thermal</i> pada <i>concentric double tube heat exchanger</i>	21
Gambar 2.18	Persamaan ΔT_1 dan ΔT_2 pada <i>counter flow heat exchanger</i>	23
Gambar 2.19	Perubahan temperatur pada <i>Counterflow heat exchanger</i>	23
Gambar 2.20	<i>Static radial fin mixer</i> dengan sudut 30°	26
Gambar 2.21	Tampak Isometri <i>Static radial fin mixer</i>	27
Gambar 3.1	<i>Water Pump</i>	31
Gambar 3.2	<i>Debit meter</i>	32
Gambar 3.3	<i>Manometer</i>	32
Gambar 3.4	<i>Automatic Thermocontroller</i>	33
Gambar 3.5	<i>Thermocouple</i>	34

Gambar 3.6	<i>Display digital</i>	34
Gambar 3.7	<i>Magnetic contactor</i>	35
Gambar 3.8	<i>Water Heater</i>	35
Gambar 3.9	Tampak depan <i>static radial fin mixer</i>	36
Gambar 3.10	Tampak samping <i>static radial fin mixer</i>	36
Gambar 3.11	Skema Alat Penelitian	37
Gambar 3.12	Diagram Alir Pelaksanaan Penelitian	45
Gambar 4.1	Grafik hubungan debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada variasi besar sudut <i>static radial fin mixer</i>	59
Gambar 4.2	Grafik hubungan debit fluida panas terhadap penurunan tekanan pada variasi besar sudut <i>static radial fin mixer</i>	63



DAFTAR LAMPIRAN

No. Lampiran	Judul
Lampiran 1	Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor Tanpa <i>Static Radial Fin Mixer</i>
Lampiran 2	Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor dengan besar sudut <i>Static Radial Fin Mixer 30°</i>
Lampiran 3	Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor dengan besar sudut <i>Static Radial Fin Mixer 45°</i>
Lampiran 4	Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor dengan besar sudut <i>Static Radial Fin Mixer 60°</i>
Lampiran 5	Data Hasil Perhitungan Laju Perpindahan Kalor Variasi Besar Sudut <i>Static Radial Fin Mixer</i> .
Lampiran 6	Data Hasil Perhitungan Penurunan Tekanan Variasi Besar Sudut <i>Static Radial Fin Mixer</i> .
Lampiran 7	Tabel Distribusi Nilai F
Lampiran 8	Tabel <i>Properties of Saturated Water</i>
Lampiran 9	Tabel <i>Properties of Solid Metal</i>

RINGKASAN

Reza Maharajasa P. U., Januari 2012, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, *Pengaruh Variasi Besar Sudut Static Radial Fin Mixer Terhadap Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor*, Dosen Pembimbing : **Dr. Slamet Wahyudi, ST.,MT ; Purnami, ST.,MT.**

Alat penukar kalor merupakan alat yang berfungsi memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai perbedaan temperatur dan menjaga agar kedua fluida tersebut tidak bercampur. Pada perkembangan yang ada telah dikembangkan berbagai jenis alat penukar kalor untuk meningkatkan unjuk kerja alat penukar kalor.

Perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk geometri alat penukar kalor dan tiga bilangan tak berdimensi, yaitu bilangan Reynold, bilangan Nusselt dan bilangan Prandtl fluida. Pengaruh *static radial fin mixer* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada alat penukar kalor jenis *double tube* dapat mengganggu pola *streamline* dari fluida yang mengalir ke saluran pipa dalam sehingga meningkatkan aliran turbulen dan memperbaiki laju perpindahan kalor pada pipa.

Dalam penelitian ini digunakan 3 (tiga) macam variasi besar sudut *static radial fin mixer* yaitu 30°, 45° dan 60°. Laju aliran fluida (air) panas di bagian pipa dalam diteliti mulai dari 400 l/jam, 500 l/jam, 600 l/jam, 700 l/jam, 800 l/jam, 900 l/jam dan laju aliran air dingin di bagian pipa luar konstan 900 l/jam.

Data hasil pengujian dari masing-masing peletakan ini dibandingkan data tanpa *turbulator*, secara keseluruhan mengalami peningkatan kalor dan penurunan tekanan. Dengan peningkatan kalor yang tertinggi pada besar sudut *static radial fin mixer* 45° yaitu sebesar 4358,44 Watt dan penurunan tekanan tertinggi pada sudut *static radial fin mixer* 30° yaitu 100312,04 N/m².

Kata kunci : *Static radial fin mixer*, alat penukar kalor, *counter flow*, laju perpindahan panas, *pressure drop*.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

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). Banyak jenis alat penukar kalor yang dibuat dan digunakan dalam pusat pembangkit tenaga, unit pendingin, unit pengkondisi udara, proses di industri, sistem turbin gas, dan lain – lain. Hampir pada semua alat penukar kalor, perpindahan panas didominasi oleh konveksi dan konduksi dari fluida panas ke fluida dingin, dimana keduanya dipisahkan oleh dinding. Perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk geometri alat penukar kalor dan tiga bilangan tak berdimensi, yaitu bilangan Reynold, bilangan Nusselt dan bilangan Prandtl fluida. Besar ketiga bilangan tak berdimensi tersebut tergantung pada kecepatan aliran serta properti fluida yang meliputi massa jenis, viskositas absolut, panas jenis dan konduktivitas panas. Besar kecepatan aliran menentukan jenis aliran, yaitu aliran laminar atau turbulen. Turbulensi yang terjadi dalam aliran akibat tingginya kecepatan aliran dapat memperbesar bilangan Reynold dan bilangan Nusselt yang kemudian meningkatkan koefisien perpindahan panas secara konveksi. Namun dengan peningkatan kecepatan tersebut akan mempersingkat waktu kontak kedua fluida. Pada penelitian ini akan dilihat bagaimana pengaruh kenaikan kecepatan aliran terhadap laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor.

Cara lain untuk meningkatkan koefisien perpindahan kalor adalah dengan menciptakan pusaran (*vortex*) dalam aliran fluida dengan cara memasang suatu *turbulator* yang nantinya sangat mempengaruhi kecepatan fluida kerja yang digunakan terutama pada alat penukar kalor dengan sistem konveksi paksa. Jenis *turbulator* yang digunakan pada penelitian ini adalah *radial fin mixer*, karena jenis *turbulator* ini menghasilkan *turbulensi* yang tinggi karena luas permukaan kontak fluida dengan *turbulator* besar dan arah alirannya dibuat berubah-ubah sehingga menghasilkan aliran yang acak.

Static radial fin mixer merupakan suatu penghalang yang dipasang pada saluran dengan tujuan mengganggu aliran fluida, sehingga akan tercipta aliran sekunder (*secondary flow*). Alat ini akan meningkatkan laju perpindahan kalor konveksi dengan cara menciptakan pusaran (*vortex*) di dalam saluran. Pencampuran antara fluida

bertemperatur rendah dengan fluida yang bertemperatur lebih tinggi akan terjadi akibat adanya *vortex* tersebut, sehingga akan meningkatkan laju perpindahan kalor. Namun dengan adanya pemasangan *static radial fin mixer* tersebut akan menyebabkan *pressure drop* yang terjadi semakin besar. Berangkat dari kondisi ini, maka diperlukan adanya penelitian mengenai pengaruh variasi jumlah sudu pada *static radial fin mixer* yang paling baik agar didapatkan laju kalor yang besar dengan *pressure drop* yang sekecil mungkin.

Berbagai penelitian telah banyak dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari pemasangan *turbulator*. Hosni (2003) melakukan penelitian yang dilakukan dengan membandingkan empat jenis *turbulator* dengan aliran berlawanan (*counter flow*) dengan bahan PVC. Jenis *turbulator* yang digunakan adalah *fin mixer* tanpa sudut, *spiraled rod*, *twisted strip* dan *angular disk*. Hasil dari penelitian ini adalah *fin mixer* memiliki koefisien perpindahan panas yang cukup tinggi. Akan tetapi penelitian sebelumnya tidak meneliti lebih lanjut pengaruh variasi sudut dari *fin mixer* terhadap unjuk kerja alat penukar kalor.

Berdasarkan penelitian sebelumnya tentang *turbulator* tampak bahwa pemasangan *static radial fin mixer* mempunyai pengaruh positif dan negatif pada alat penukar kalor. Dampak positifnya adalah peningkatan laju perpindahan kalor, sedangkan dampak negatifnya adalah peningkatan *head losses* berupa hambatan pada saluran yang dapat meningkatkan *pressure drop*. Dampak negatif *turbulator* ini akan menjadikan kerja pompa menjadi lebih berat, dengan kata lain kerja pompa harus diperbesar lagi untuk mengatasi kebutuhan alat penukar panas tersebut. Oleh karena itu untuk menambah kajian dari pengujian sebelumnya perlu dilakukan suatu penelitian mengenai besar sudut *static radial fin mixer* yang tepat agar diperoleh laju perpindahan kalor yang besar dan peningkatan *pressure drop* yang terjadi sekecil mungkin sehingga dapat diperoleh sudut yang tepat untuk *static radial fin mixer*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas maka dapat dirumuskan suatu masalah yang akan diteliti adalah sebagai berikut :

Bagaimana pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* terhadap unjuk kerja alat penukar kalor jenis *counter flow*.

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Fluida yang digunakan adalah air.
2. Kondisi dianggap *steady state*.
3. Diasumsikan tidak ada perpindahan kalor ke lingkungan.
4. Konduktivitas termal material diasumsikan konstan.
5. Temperatur dan debit air masuk diasumsikan konstan.
6. Unjuk kerja yang diteliti yakni laju perpindahan kalor dan *pressure drop*.
7. *Radial fin mixer* ditempatkan 500 mm dari *inner tube* alat penukar kalor.
8. Temperatur air panas masuk pada pipa dalam dari reservoir panas sebesar 65°C, toleransi $\pm 1^\circ\text{C}$.
9. Temperatur air dingin masuk pada pipa bagian luar dari *reservoir* dingin sebesar 27 °C, toleransi $\pm 1^\circ\text{C}$.
10. Debit air dingin pada pipa luar alat penukar kalor konstan sebesar 900 l/jam.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi besar sudut *radial fin mixer* dan debit fluida pendingin terhadap laju perpindahan kalor dan *pressure drop* pada alat penukar kalor jenis *counter flow*.

1.5 Manfaat Penelitian

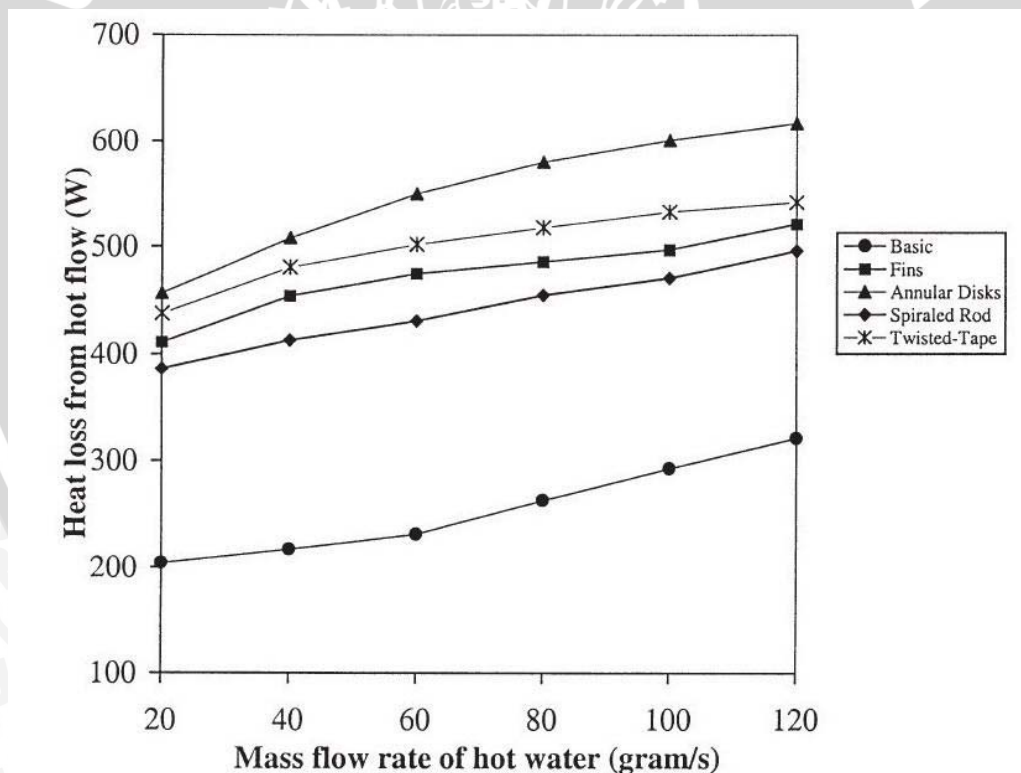
Penelitian ini diharapkan akan memberikan beberapa manfaat yaitu :

1. Dapat memberikan pengetahuan mengenai pengaruh besar sudut *static radial fin mixer* dan debit fluida pendingin pada suatu alat penukar kalor jenis *counter flow*.
2. Memberikan informasi dan masukan kepada penulis dan pembaca sebagai pengetahuan dan pengembangan serta penyempurnaan pada alat penukar kalor jenis *counter flow*.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Hosni (2003) melakukan penelitian yang dilakukan dengan membandingkan empat jenis *turbulator* dengan aliran berlawanan (*counter flow*) dengan spesifikasi; diameter pipa dalam 14,35 mm, tebal 1,5 mm, diameter pipa luar 15,875 mm dan diameter luar pipa aliran dingin 40,13 mm berbahan PVC. Jenis *turbulator* yang digunakan adalah *fin mixer* tanpa sudut, *spiraled rod*, *twisted strip* dan *angular disk*. Fluida dingin menggunakan air murni pada pipa luar dengan massa alir 10 g/s dan pada pipa dalam adalah air murni dengan massa alir 15 g/s. Temperatur masuk air dingin dijaga 20°C dan temperatur air panas dijaga 70°C. Penelitian tersebut menyimpulkan bahwa semakin besar massa alir dan olakan, menyebabkan koefisien perpindahan panas yang semakin tinggi. Ilustrasi dari hasil penelitian tersebut dapat dijelaskan dalam gambar 2.1 dibawah ini.



Gambar 2.1 Hubungan *heat loss* terhadap *mass flow*
Sumber : Hosni I. Abu-Mulaweh (2003: 7)

Pethkool et al (2006) melakukan penelitian pada alat penukar kalor jenis pipa ganda dengan aliran paralel. *Turbulator* dengan bentuk tipis dengan tebal 0,5 mm dan

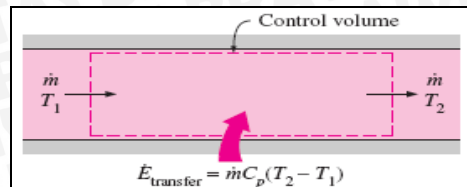
lebar 9 mm dipasang pada pipa bagian dalam dengan membentuk kemiringan dengan sudut 17° , 26° dan 31° dari sumbu pipa. Fluida dingin mengalir pada pipa dalam (temperatur masuk 20°C) dan fluida panas mengalir pada pipa bagian luar (temperatur masuk 55°C), menghasilkan kesimpulan bahwa efek dari penambahan *turbulator* ini membuat bilangan Nusselt meningkat menjadi 246% dari kondisi normal (tanpa *turbulator*) dan faktor gesek meningkat menjadi 167%.

Nyoman (2010) melakukan penelitian eksperimental mengenai 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 pemasangan 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 gerakan atom-atom penyusun suatu benda, baik itu gerakan dalam bentuk perpindahan maupun gerakan di tempat yang berupa getaran. Tingkat energi kalor suatu benda diindikasikan dengan temperatur benda tersebut. Secara mikroskopis, temperatur menunjukkan energi kalor yang dimiliki oleh suatu benda. Makin tinggi kecepatan gerakan atom-atom penyusun suatu benda, makin tinggi temperatur benda tersebut, sehingga energi kalor yang dimiliki benda tersebut 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 2.2 berikut.



Gambar 2.2 Energi kalor yang ditransfer pada sistem dengan *control volume*
Sumber : Çengel (2003: 13)

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

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{Çengel, 2003:13}) \quad (2-1)$$

Dimana : \dot{Q} = laju energi kalor [W]

\dot{m} = laju aliran massa fluida [kg/s]

C_p = Kalor spesifik pada tekanan konstan [J/kg.K]

T_1 = Temperatur saluran masuk [K]

T_2 = Temperatur saluran keluar [K]

2.3 Perpindahan Kalor

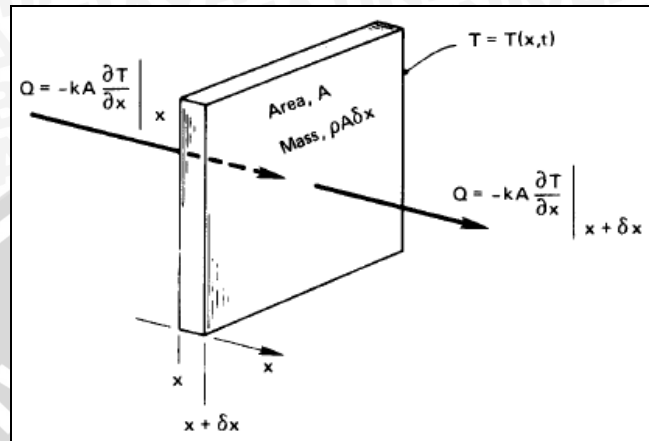
Perpindahan kalor merupakan transfer energi kalor dari suatu materi ke materi lain, baik melalui perantara maupun tanpa perantara. Kalor dapat berpindah melalui tiga macam cara, yaitu konduksi, konveksi dan radiasi. Dalam penelitian ini, perpindahan panas hanya terjadi melalui proses konduksi dan konveksi.

2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi

Konduksi merupakan proses perpindahan energi kalor dari partikel yang mempunyai energi kalor lebih tinggi ke partikel lain yang mempunyai energi kalor lebih rendah, sebagai hasil dari interaksi antar partikel-partikel tersebut. Perpindahan kalor konduksi dapat terjadi pada material padat, cair maupun gas.

Pada materi cair dan gas, konduksi terjadi karena adanya tumbukan (*collision*) dan difusi pada molekul selama mengalami gerak acak. Sedangkan pada materi padat, proses perpindahan kalor secara konduksi bila dilihat secara atomik merupakan pertukaran energi kinetik antar molekul (atom), dimana partikel yang energinya rendah dapat meningkat dengan menumbuk partikel dengan energi yang lebih tinggi. Sebelum dipanaskan atom dan elektron dari logam bergetar pada posisi setimbang. Pada salah satu bagian logam (daerah X, gambar 2.3) mulai dipanaskan, pada bagian ini atom dan

elektron semakin bergetar. Selanjutnya bertumbukan dengan atom dan elektron disekitarnya dan memindahkan sebagian energinya. Kejadian ini berlanjut hingga pada atom dan elektron di ujung logam yang satunya (daerah $X+\delta X$, gambar 2.3). Sehingga perpindahan kalor konduksi terjadi melalui getaran dan gerakan elektron bebas.



Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi melalui sebuah dinding
Sumber : Leinhard, (2005:18)

Hubungan dasar perpindahan panas dengan cara konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822, yaitu besarnya q_k (laju perpindahan panas konduksi) merupakan hasil kali dari tiga buah besaran, secara matematis dapat dituliskan :

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

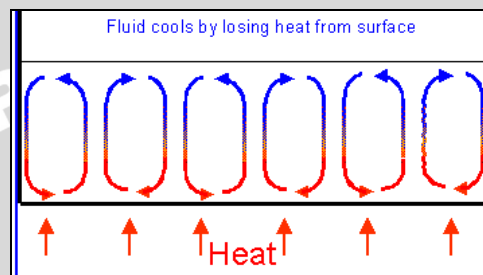
keterangan :

1. qk = laju perpindahan panas konduksi
2. k = konduktivitas termal bahan.
3. A = luas penampang dimana panas mengalir dengan cara konduksi dan harus diukur tegak lurus terhadap arah aliran panas.
4. dT/dx = gradien suhu pada penampang tersebut, yaitu laju perubahan suhu T terhadap jarak dalam arah aliran panas x .

2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi merupakan perpindahan energi kalor antara permukaan padat dan fluida cair maupun gas bergerak yang saling berbatasan dan melibatkan kombinasi antara konduksi dan gerakan fluida. Mekanisme perpindahan kalor konveksi merupakan proses pencampuran satu bagian fluida dengan bagian fluida lain sehingga terjadi proses transfer massa dan energi dari fluida tersebut.

Proses perpindahan kalor konveksi terjadi pada beberapa tahap. Proses tersebut ditunjukkan pada gambar 2.4, yaitu energi kalor akan berpindah secara konduksi dari permukaan ke partikel-partikel fluida yang berbatasan (daerah yang berwarna merah, gambar 2.4). Energi kalor tersebut akan menaikkan suhu dan energi dalam (*internal energy*) partikel-partikel ini. Dengan adanya perbedaan massa jenis akibat peningkatan temperatur, partikel-partikel fluida panas tersebut akan bergerak ke daerah yang bersuhu lebih rendah (daerah yang berwarna biru, gambar 2.4) kemudian akan bercampur dan memindahkan sebagian energinya kepada partikel-partikel fluida yang berbatasan.



Gambar 2.4 Proses terjadinya perpindahan kalor konveksi
Sumber : <http://en.wikipedia.org/wiki/Convection>

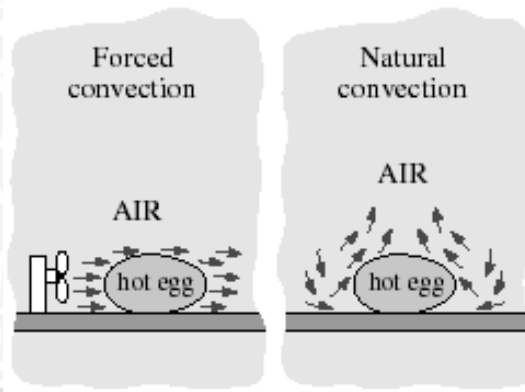
Secara umum perpindahan kalor konveksi diklasifikasikan menjadi dua yaitu :

1. Konveksi bebas (*free convection*)

Gerakan perpindahan fluida pada konveksi bebas terjadi karena adanya perbedaan kerapatan 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 suatu peralatan, misalnya pompa dan kipas (*fan*). Dalam penerapan di industri proses ini lebih sering digunakan dari pada konveksi bebas, karena mempunyai transfer kalor yang lebih tinggi tetapi dibutuhkan tambahan energi untuk penggerak pompa atau kipas yang digunakan. Ilustrasi tentang konveksi dapat dijelaskan dalam gambar 2.5 berikut.



Gambar 2.5 Perpindahan kalor konveksi
Sumber : Cengel, (2003:30)

Besarnya laju perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan secara matematik :

$$Q = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (\text{Cengel, 1998:743}) \quad (2-3)$$

Dengan : Q = Laju perpindahan kalor konveksi [Watt]

h_c = Koefisien perpindahan kalor konveksi [Watt/m²K]

A = Luas permukaan panas [m²]

T_s = Suhu permukaan [K]

T_∞ = Suhu fluida [K]

Koefisien perpindahan kalor konveksi bukanlah properti dari fluida. Hasil penelitian mengungkapkan bahwa parameternya tergantung dari semua variabel yang menyebabkan konveksi seperti bentuk permukaan, gerakan fluida, properti fluida (viskositas, konduktivitas termal, densitas, panas jenis) dan besarnya kecepatan fluida. Gerakan fluida yang turbulen menjadi salah satu faktor yang dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi. Karena dalam proses perpindahan kalor konveksi perputaran atau pencampuran fluida yang telah panas dengan fluida yang masih dingin adalah salah satu bagian dari proses terjadinya konveksi. Sehingga semakin banyak perputaran seperti olakan atau *vortex* dalam aliran turbulen maka semakin banyak konveksi yang terjadi.

2.4 Analisa Aliran

Perpindahan panas konveksi tergantung pada keadaan aliran lapisan batas dan apakah aliran tersebut laminar atau turbulen. Cara menentukan keadaan suatu aliran (bersifat laminar atau turbulen) maka yang dapat dijadikan acuan adalah besarnya bilangan Reynold dari aliran tersebut. Bilangan Reynold dapat menghasilkan bilangan

Nusselt. Besar bilangan 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. 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 lintasan yang teratur dan memiliki kecepatan yang tetap. Untuk aliran laminar nilai bilangan Reynold adalah :

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

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

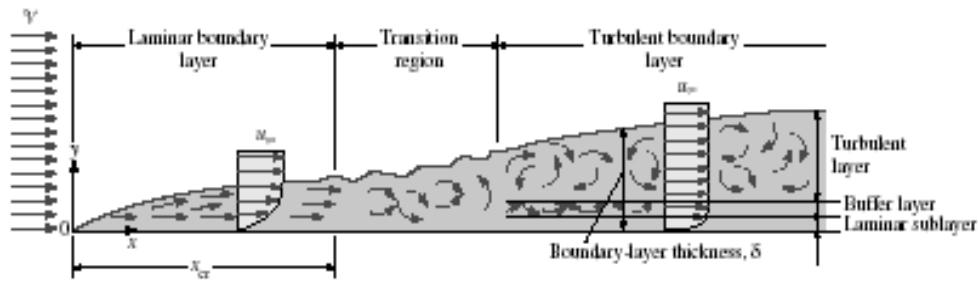
2.4.2 Aliran Turbulen

Pada aliran turbulen, partikel-partikel fluida bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi antar gumpalan-gumpalan fluida. 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. Untuk aliran turbulen, nilai bilangan Reynold adalah :

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

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

Sebelum terjadi aliran turbulen, aliran akan mengalami proses transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen. Untuk *internal flow*, aliran transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen terjadi pada bilangan Reynold antara 2300 – 4000 . Proses transisi tersebut dapat dilihat pada gambar 2.6 berikut ini.

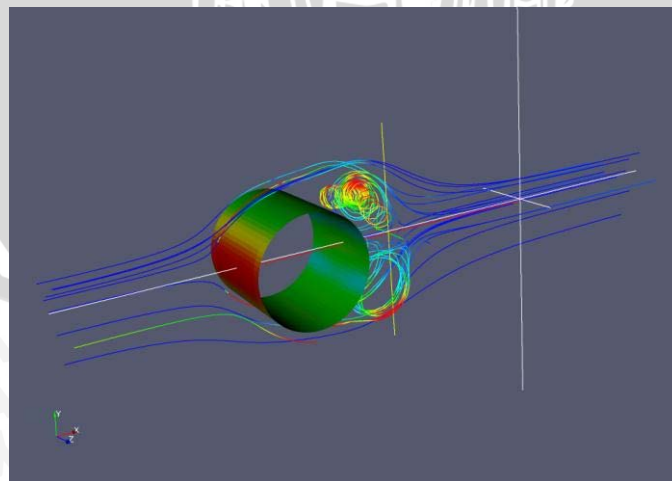


Gambar 2.6 Proses berkembangnya aliran di atas plat (*external flow*)
Sumber : Cengel, (2003:339)

Pada aliran yang telah sepenuhnya turbulen, mekanisme perpindahan kalor dan momentum melibatkan gumpalan-gumpalan makroskopik fluida yang bergerak secara acak di dalam aliran itu. Dalam bagian yang sepenuhnya turbulen tersebut, terdapat viskositas pusaran (*eddy viscosity*) dan konduktivitas termal pusaran (*eddy thermal conductivity*).

2.4.3 Vortex

Vortex adalah 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. Pada bilangan Reynold yang rendah vortex akan berbentuk seperti tapal kuda semakin tinggi bilangan Reynold maka bentuknya akan semakin meruncing. Animasi yang menggambarkan *vortex* dapat dilihat pada gambar 2.7 dibawah ini.



Gambar 2.7 Animasi terbentuknya *vortex* pada aliran berpenghalang
Sumber : <http://www.cs.ualberta.ca/vortex>

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 yaitu adanya aliran sekunder. Besarnya nilai *vortex* ditunjukkan dengan angka Strouhal yang merupakan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan gerakan osilasi dari suatu aliran fluida.

2.4.4 Aliran Dalam Pipa

Secara konvensional aliran fluida dalam pipa dialirkan secara paksa untuk mencapai besar perpindahan kalor tertentu dengan menggunakan pompa, fan dan alat peningkat kecepatan aliran fluida lainnya sehingga aliran dalam pipa menjadi turbulen. Terdapat suatu lapisan batas kecepatan dan lapisan batas termal dengan mengamati aliran dalam pipa. Pada lapisan batas tersebut kecepatan fluida dalam pipa berubah dari pada permukaan pipa dan mencapai maksimum pada pusat pipa. Pada saat fluida dalam pipa dipanaskan atau didinginkan, temperatur fluida arah melintang berubah dari T_s pada permukaan dinding pipa dan menjadi maksimum (atau minimum pada proses pemanasan) pada pusat pipa.

2.4.5 Lapisan Batas

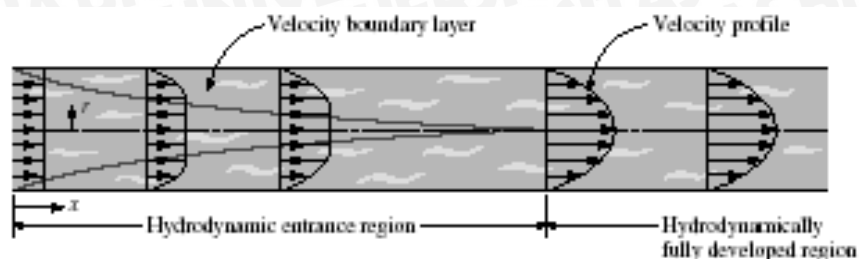
Lapisan batas merupakan lapisan fluida yang membagi medan aliran disekitar sebuah benda ke dalam dua wilayah, lapisan tersebut menutupi daerah dimana pada daerah tersebut terdapat gradien suhu atau gradien kecepatan yang besar.

2.4.5.1 Lapisan Batas Hidrolik

Lapisan batas hidrolik adalah suatu daerah dimana gaya-gaya viskos fluida berpengaruh pada kecepatan fluida. Bentuk profil kecepatan di dalam lapisan batas tergantung pada jenis alirannya. Sebagai contoh adalah 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. Gaya-gaya geser menyebabkan semakin banyak fluida yang terhambat akibat majunya fluida sepanjang plat, dan tebal lapisan batas meningkat.

Tebal lapisan batas hidrolik di dalam pipa merupakan jarak antara titik yang mempunyai kecepatan 99% kecepatan aliran bebas terhadap permukaan pipa (Cengel,2003:341). Kecepatan aliran fluida berubah dari kecepatan 0 pada permukaan

pipa dan mencapai maksimum pada pusat pipa. Pertumbuhan lapisan batas serta profil-profil kecepatan dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini.



Gambar 2.8 Proses berkembangnya lapisan batas hidrolis
Sumber : Cengel, (2003 : 423)

Jika tebal lapisan batas hidrolis pada pipa sudah mencapai pusat pipa, maka aliran dalam pipa tersebut disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*).

Meningkatnya bilangan 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 hidrolis (*hydrodynamic entrance region*), L_h , maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut. (Cengel, 2003:423)

$$L_h, \text{ laminar} \approx 0,065 \text{ Re } D$$

$$L_h, \text{ turbulen} \approx 10 D$$

Dimana:

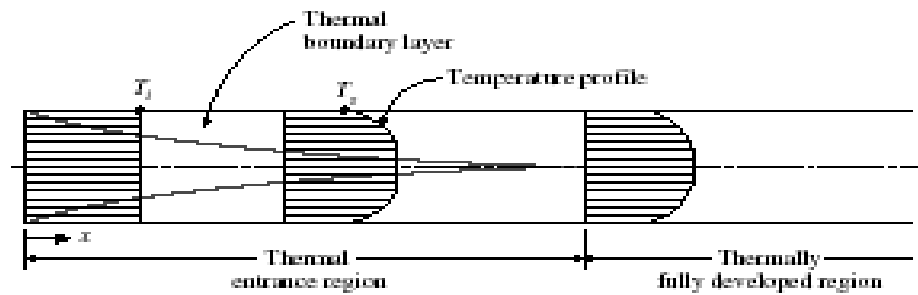
D : diameter pipa (m)

Re : bilangan Reynold

2.4.5.2 Lapisan Batas *Thermal*

Temperatur fluida berubah pada arah melintang pipa pada aliran dalam pipa yang dipanaskan atau didinginkan dari luar. 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. Lapisan batas merupakan daerah yang mempunyai gradien temperatur antara titik dengan temperatur 99% temperatur dinding pipa terhadap pusat pipa. Aliran dalam pipa disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*) secara termal jika tebal lapisan batas termal

telah mencapai pusat pipa. aliran *fully developed flow* digambarkan dalam gambar 2.9 di bawah ini.



Gambar 2.9 Proses berkembangnya lapisan batas *thermal*
Sumber : Cengel, (2003: 424)

Jika L_t adalah jarak antara masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara termal (*thermal entrance region*), maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat ditunjukkan sebagai berikut. (Cengel, *Heat and Mass transfer*, 1998:377)

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

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

Pada aliran turbulen lokasi terjadinya aliran berkembang penuh secara termal pada kecepatan sedang sampai tinggi jaraknya dari sisi masuk akan lebih pendek daripada aliran laminar. Karena pusaran yang terjadi pada aliran turbulen menyebabkan panas cepat tercampur antara bagian tengah aliran dengan bagian yang bersinggungan dengan permukaan pipa sehingga batas beda temperatur akan lebih cepat bertemu dan profil termal yang terbentuk akan lebih tumpul.

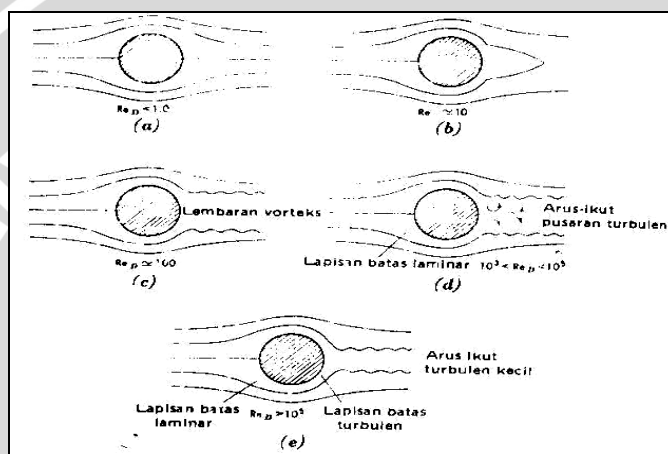
Gesekan fluida dengan permukaan pipa mempengaruhi profil kecepatan fluida melalui pipa. Pada daerah *hydrodynamically developed*, profil kecepatan akan konstan. Pendapat yang sama dapat diberikan untuk koefisien perpindahan kalor pada daerah *thermally developed*.

2.4.6 Aliran Melalui Silinder Penghalang

Fluida yang melintasi silinder penghalang akan mengalami perubahan garis aliran. Partikel-partikel fluida yang membentur titik terdepan dari benda (silinder penghalang) akan berhenti dan tekanan pada titik tersebut akan mengalami peningkatan di atas tekanan aliran bebas (*free-stream*). Titik terdepan pada benda tersebut disebut titik stagnasi (*stagnation point*). Aliran menjadi terbagi pada titik stagnasi silinder dan

terbentuklah lapisan batas yang menebal disepanjang permukaan. Kecepatan akan mencapai maksimum pada kedua sisi silinder, kemudian berkurang lagi sampai nol pada titik stagnasi dibelakang.

Pola aliran disekeliling silinder akan mengalami sederetan perubahan dengan meningkatnya bilangan Reynold. Bilangan Reynold yang rendah melalui silinder penghalang maka pola aliran yang terjadi laminar, sedangkan bilangan Reynold yang tinggi maka pola aliran yang terjadi menjadi turbulen seperti terlihat pada gambar 2.10 berikut :



Gambar 2.10 Garis-garis aliran melewati sebuah silinder
Sumber : Kreith, (1997: 462)

Aliran fluida yang melewati silinder penghalang akan lebih mudah menjadi turbulen karena adanya peningkatan kecepatan pada sisi sempit. Selain itu juga disebabkan karena adanya perbedaan tekanan akibat adanya titik stagnasi pada sisi belakang silinder penghalang.

2.4.7 Bilangan Reynold (Re)

Fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran. Pola aliran tersebut adalah pola laminar yang bergerak secara teratur dan pola turbulen yang bergerak tidak teratur dan acak. Proses perubahan dari aliran laminar ke aliran turbulen dipengaruhi oleh geometri, kekasaran, kecepatan, temperatur permukaan dan tipe fluida yang mengalir . Bilangan Reynold merupakan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos dari suatu fluida.

Secara matematis besarnya bilangan Reynold dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_{\infty} \delta}{\nu} \quad (\text{Cengel, 2001:759}) \quad (2-4)$$

V_{∞} = kecepatan aliran bebas [m/s]

δ = panjang karakteristik geometri [m]

ν = μ/ρ = viskositas kinematik fluida [m^2/s]

μ = viskositas dinamik [kg/m.s]

ρ = massa jenis [kg/m^3]

2.4.8 Bilangan Prandtl (Pr)

Bilangan Prandtl adalah perbandingan viskositas kinematik fluida dan difusivitas termal. Viskositas kinematik fluida menunjukkan laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul. Difusivitas termal memberi petunjuk tentang hal serupa mengenai difusi kalor dalam fluida.

Besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida ditunjukkan dengan perbandingan kedua kuantitas tersebut. Tapi kedua laju difusi inilah sebetulnya yang menentukan berapa tebal lapisan batas termal pada suatu medan aliran tertentu. Jadi bilangan Prandtl merupakan penghubung antara medan kecepatan dan medan suhu dan dirumuskan sebagai berikut :

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

Dengan

α = difusivitas termal fluida [m^2/s]

C_p = panas spesifik pada tekanan konstan [J/kg.K]

k = konduktivitas termal fluida [W/m.K]

μ = viskositas dinamik fluida [kg/m.s]

ν = viskositas kinematik [m^2/s]

2.4.9 Bilangan Nusselt (Nu)

Bilangan Nusselt merupakan bilangan yang didapat dari pengukuran eksperimental, yang terdiri dari bilangan Reynold, Prandtl dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan sifat aliran. Bilangan Nusselt menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama. Jadi dengan kata lain dengan kondisi yang sama tapi karakteristik alat penukar kalor yang berbeda, perpindahan kalor konduksi bisa diasumsikan tetap sedangkan perpindahan kalor konveksi bisa berbeda sebanding dengan besarnya bilangan Nusselt. Berikut merupakan rumusan bilangan Nusselt:

$$\frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T / \delta} = \frac{h\delta}{k} = Nu \quad (\text{Cengel, 2003:336}) \quad (2-6)$$

Dimana : δ = panjang karakteristik [m]

Hubungan antara bilangan Nusselt dengan koefisien perpindahan panas konveksi dan konduktifitas termal fluida adalah sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h\delta}{k} \quad (\text{Cengel, 2003:356}) \quad (2-7)$$

Dimana : h = koefisien perpindahan panas konveksi [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]

k = konduktivitas termal fluida [$\text{W}/\text{m.K}$]

Hubungan antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynold dan bilangan Prandlt adalah sebagai berikut :

Untuk aliran dalam pipa adalah sebagai berikut :

- Aliran laminar

$$Nu = 1,86 \left(\frac{\text{Re Pr } D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (\text{Pr} > 0,5) \quad (\text{Cengel, 2003:437}) \quad (2-8)$$

Dengan : D : diameter pipa [m]

L : panjang pipa [m]

μ_s : viskositas dinamik fluida pada temperatur permukaan [kg.m/s]

μ_b : viskositas dinamik fluida pada temperatur *bulk* [kg.m/s]

- Aliran turbulen

$$Nu = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^n \quad (0,7 \leq \text{Pr} \leq 160) \quad (\text{Cengel, 2003:441}) \quad (2-9)$$

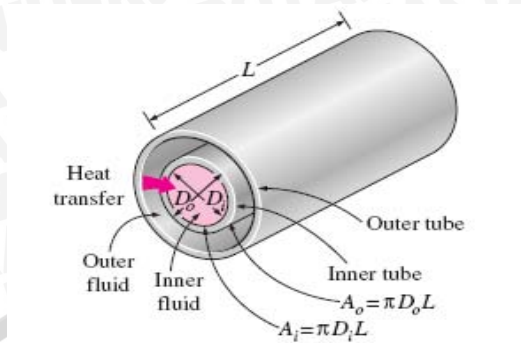
$n = 0,4$ untuk pemanasan dan $n = 0,3$ untuk pendinginan

Dari rumus diatas dapat dilihat bahwa semakin besar bilangan Reynold maka bilangan Nusselt akan semakin besar pula. Dan bilangan Reynold yang besar dimiliki oleh aliran yang turbulen.

2.5 Alat Penukar Kalor

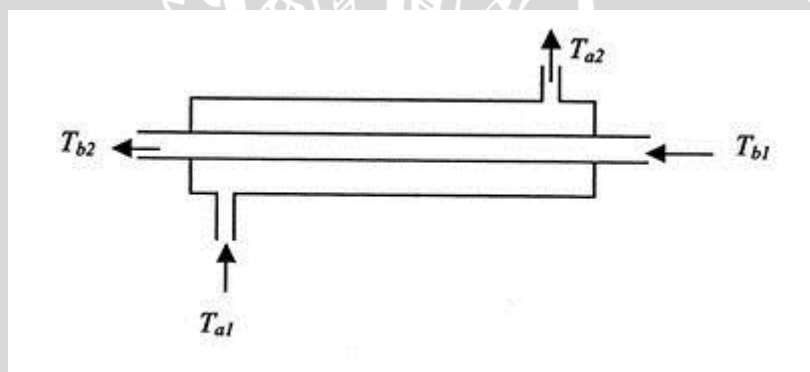
Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah alat yang berfungsi memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai perbedaan temperatur dan menjaga agar kedua fluida tersebut tidak bercampur (Cengel, 2003:569). Salah satu jenis dari alat penukar kalor menurut konstruksinya adalah *Concentric tube annulus heat exchanger*, yaitu alat penukar kalor yang terdiri dari pipa kecil yang terletak di dalam pipa yang lebih besar.

Pipa yang terletak dibagian dalam disebut juga *inner tube*, sedangkan pipa yang terletak dibagian luar disebut juga *outer tube*, seperti terlihat pada gambar 2.11 berikut.



Gambar 2.11 *Concentric tube annulus heat exchanger*
Sumber : Cengel, (2001: 886).

Alat penukar kalor aliran berlawanan (*counter flow heat exchanger*) adalah alat penukar kalor yang arah aliran fluida dingin berlawanan dengan arah aliran fluida panas ditunjukkan pada gambar 2.12 dibawah ini.



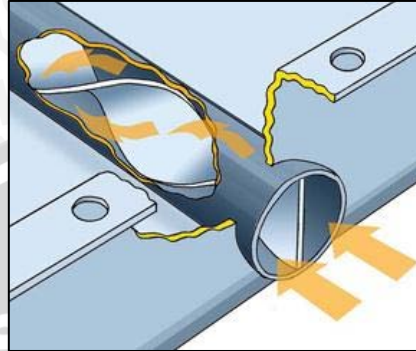
Gambar 2.12 Alat penukar kalor *counter flow*
Sumber : <http://web.mit.edu>

Pada gambar diatas T_{b1} adalah fluida panas masuk, T_{b2} adalah fluida panas keluar, T_{a1} adalah fluida dingin masuk, dan T_{a2} adalah fluida dingin keluar.

Pada penukar kalor tipe ini, suhu akhir fluida dingin dapat melampaui suhu akhir fluida panas karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa. Keuntungan yang lain dari tipe ini adalah luas permukaan yang lebih kecil dibandingkan dengan aliran searah (*parallel flow*).

Beberapa metode digunakan untuk meningkatkan unjuk kerja alat penukar kalor, diantaranya dengan menggunakan *turbulator*. *Turbulator* menciptakan aliran yang acak sehingga meningkatkan koefisien perpindahan panas alat penukar kalor. Macam-macam contoh *turbulator* yang digunakan adalah *twisted tape turbulators*, *brock turbulator* dan

wire turbulator. Akan tetapi turbulator yang berlebihan akan meningkatkan kerugian tekanan sehingga kerja pompa akan menjadi berat. Contoh dari turbulator ditunjukkan pada gambar 2.13 dibawah ini.



Gambar 2.13 Helical turbulator

Sumber : <http://www.transmissioncenter.net/DeraleTube>

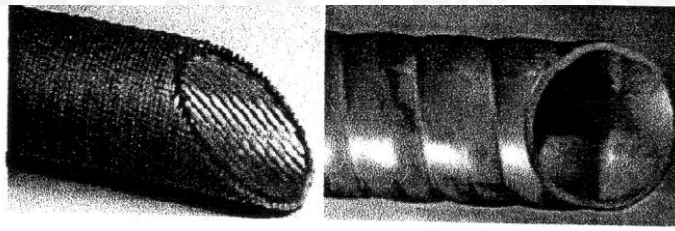
2.5.1 Peningkatan Kinerja Alat Penukar Kalor

Peningkatan kinerja alat penukar kalor berarti memindahkan kerja lebih besar dimana terjadi pertukaran temperatur fluida yang lebih cepat. Salah satunya dengan peningkatan perpindahan kalor menyeluruh U (*Overall heat transfer coefficient*), karena U ini sangat berhubungan dengan area perpindahan kalor A, laju perpindahan kalor Q dan perbedaan temperature ΔT .

$$Q = UA \Delta T \quad (\text{Cengel, 2003 ; 680}) \quad (2-1)$$

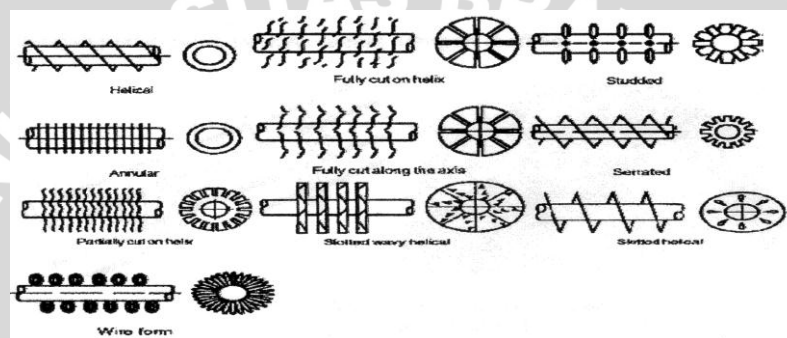
Dengan adanya pengembangan pada alat penukar kalor akan meningkatkan efisiensi perpindahan kalor dengan menurunnya kebutuhan daya pembangkit pompa dan mengurangi ukuran serta bahan dari alat penukar kalor. Pengembangan pipa – pipa alat penukar kalor dibagi kedalam teknik aktif dan pasif. Pengembangan teknik aktif membutuhkan energi luar untuk mengalirkan dan mengkondisikan fluidanya sedangkan teknik pasif tidak. Dengan adanya perlakuan pada pipa ini diharapkan dapat meningkatkan turbulensi fluida yang memberikan dampak laju perpindahan kalor juga meningkatkan pada operasional daya pompa yang sama. Gambar 2.14 sampai 2.16 berikut ini merupakan contoh – contoh pengembangan teknik pasif pipa *double tube heat exchanger* :

1. Dengan memberi kekasaran permukaan (beralur) pada pipa.



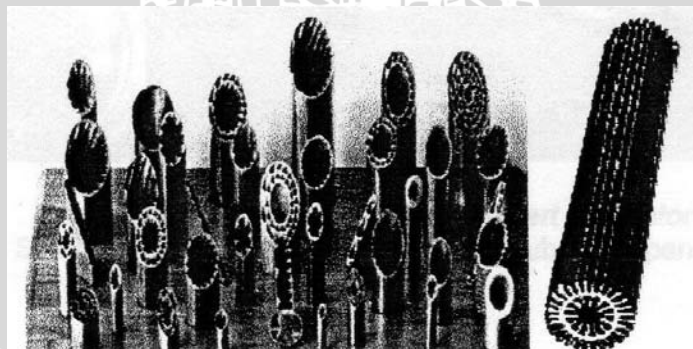
Gambar 2.14 Profil pipa beralur
Sumber : Abu-Mulaweh, (2003:33)

2. Dengan penambahan sirip – sirip pada luar pipa (external fin)



Gambar 2.15 Tipe *external fin*
Sumber : Abu-Mulaweh, (2003:33)

3. Dengan penambahan sirip – sirip dalam pipa (internal fin)



Gambar 2.16 Tipe – tipe *internal fin*
Sumber : Abu-Mulaweh, (2003:33)

2.5.2 Analisa Alat Penukar Kalor

Suhu fluida-fluida didalam penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu kalor mengalir dari fluida yang panas ke fluida yang lebih dingin. Maka dari itu untuk tahanan termal yang konstan, laju aliran

kalor akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya bergantung pada beda suhu antara fluida panas dan dingin pada penampang tertentu.

Sehingga untuk menentukan besar laju perpindahan kalor dalam kasus tersebut, ditentukan dengan persamaan:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Holman, 1991:481}) \quad (2-10)$$

Dimana :

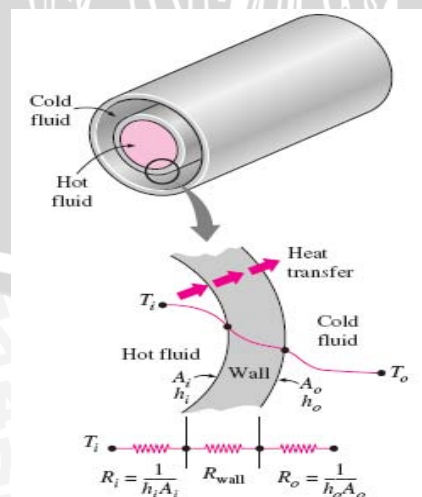
- q = laju perpindahan kalor [W]
- U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]
- A = luas permukaan perpindahan kalor [m^2]
- ΔT = perbedaan temperatur menyeluruh [K]

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.

2.5.3 Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

Suatu alat penukar kalor baik dalam *parallel flow* dan *counter flow* umumnya terdapat dua fluida yang memiliki beda temperatur yang dipindahkan oleh dinding sehingga akan terjadi tiga proses perpindahan kalor yaitu proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara fluida dengan permukaan bagian dalam pipa dari pipa dalam (*inner tube*), perpindahan kalor konduksi yang terjadi dari permukaan dalam hingga permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), serta proses perpindahan kalor konveksi antara fluida yang terdapat pada pipa luar (*outer tube*) dengan permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*).

Ilustrasi hambatan *thermal*-nya dapat terlihat seperti pada gambar 2.17 berikut:



Gambar 2.17 Hambatan *thermal* pada *concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:671)

Sehingga hambatan termalnya dapat dinyatakan sebagai berikut :

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

.....(Çengel, 2003:672) (2-11)

Dimana:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U A \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

.....(Çengel, 2003:672) (2-12)

Sehingga:

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

.....(Çengel, 2003:672) (2-13)

- Dimana :
- Q = Laju perpindahan kalor [Watt]
 - U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh [Watt/m² °C]
 - h = Koefisien perpindahan kalor konveksi [Watt/m² °C]
 - A = Luas permukaan pipa [m²]
 - D = Diameter pipa [m]
 - k = Konduktivitas termal bahan [W/m °C]
 - L = Panjang pipa [m]
 - i = Pipa dalam di bagian dalam
 - o = Pipa dalam di bagian luar

Dapat dinyatakan $U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}}$ (Holman, 1984:481) (2-14)

2.5.4 LMTD (Log Mean Temperature Difference)

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

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{Çengel, 2001:895}) \quad (2-15)$$

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

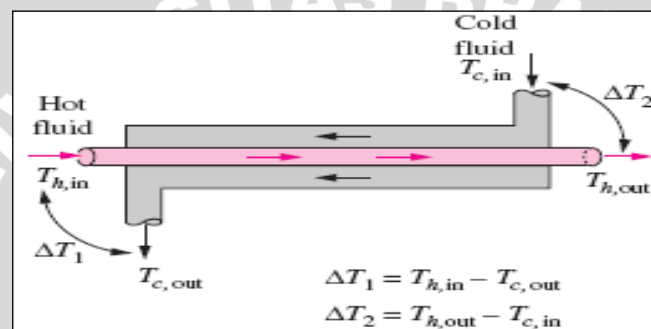
Dalam menentukan ΔT_{lm} (*log mean temperature difference*) dari alat penukar kalor tergantung pada jenis alat penukar kalor. Adapun rumus untuk alat penukar kalor aliran berlawanan (*counter flow*) adalah sebagai berikut :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \frac{(T_{h1} - T_{c2})}{(T_{h2} - T_{c1})}} \quad (\text{Holman, 1991:491}) \quad (2-16)$$

Dimana : T_{h1} dan T_{h2} = temperatur fluida panas masuk dan keluar [$^{\circ}\text{C}$]

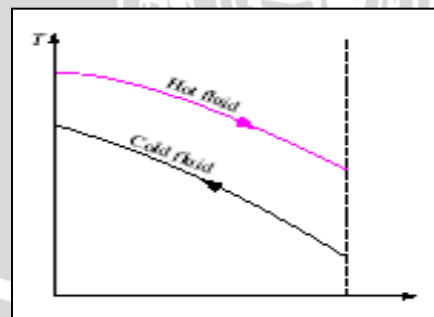
T_{c1} dan T_{c2} = temperatur fluida dingin masuk dan keluar [$^{\circ}\text{C}$]

Persamaan dari ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counter flow heat exchanger* dapat dilihat pada gambar 2.18 berikut ini.



Gambar 2.18 Persamaan ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:682)

Adapun proses perubahan temperatur pada alat penukar kalor aliran berlawanan dapat dilihat pada gambar 2.19 yaitu temperatur keluar fluida dingin dapat lebih tinggi dari temperatur masuk fluida panas.



Gambar 2.19 Perubahan temperatur pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Cengel, (2003: 668)

Metode LMTD dapat dengan mudah digunakan jika temperatur masuk dan keluar dari kedua fluida pada alat penukar kalor diketahui atau dapat dicari dari hukum kesetimbangan energi, misalnya diinginkan perbedaan temperatur rata-rata fluida dalam

alat penukar kalor sebesar ΔT_{lm} , maka kita dapat menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) kemudian kita dapat menentukan luas permukaan perpindahan kalor (A_s) dari alat yang kita rencanakan, oleh karena itu metode LMTD sangat tepat digunakan untuk memprediksikan ukuran dari alat penukar kalor yang digunakan.

2.5.5 Efektivitas Alat Penukar Kalor

Perhitungan efektivitas alat penukar kalor memberikan beberapa keuntungan untuk membandingkan berbagai jenis penukar kalor guna memilih jenis yang terbaik untuk melaksanakan suatu fungsi pemindahan kalor. Efektivitas penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{Efektivitas} = \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad \dots(\text{Holman, 1991:498}) \quad (2-17)$$

Perpindahan kalor sebenarnya (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Secara matematis dapat dituliskan perpindahan panas sebenarnya untuk penukar kalor aliran berlawanan arah adalah :

$$q_{actual} = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot (T_{c1} - T_{c2}) \quad (\text{Holman, 1991 :499}) \quad (2-18)$$

Dimana :

q_{actual} = perpindahan kalor nyata [W]

\dot{m}_h = laju massa fluida panas [kg/s]

\dot{m}_c = laju massa fluida dingin [kg/s]

c_h dan c_c = panas 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 suhu panas sama dengan energi yang diserap fluida yang bersuhu dingin. Beda suhu maksimum pada alat penukar kalor adalah selisih antara suhu masuk fluida panas dan fluida dingin, maka fluida yang memiliki beda suhu maksimum adalah fluida yang memiliki nilai $\dot{m} \cdot c$ minimum yaitu pada sisi masuk. Sehingga rumusan perpindahan kalor maksimum dapat dituliskan sebagai berikut.

$$q_{maks} = (\dot{m} \cdot c)_{\min} \cdot (T_{h\text{masuk}} - T_{c\text{masuk}}) \quad (\text{Holman, 1991 :499}) \quad (2-19)$$

Sehingga dari kedua persamaan (2-17) dan (2-18) dapat dirumuskan efektifitas penukar kalor secara matematis sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{h1} - T_{h2})}{(\dot{m} \cdot c)_{\min} \cdot (T_{h_{masuk}} - T_{c_{masuk}})} \quad (2-20)$$

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

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot c)_{\min}} \quad (\text{Holman, 1991:501}) \quad (2-21)$$

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

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \exp[-NTU(1-C)]} \quad (\text{Holman, 1991:501}) \quad (2-22)$$

Dimana :

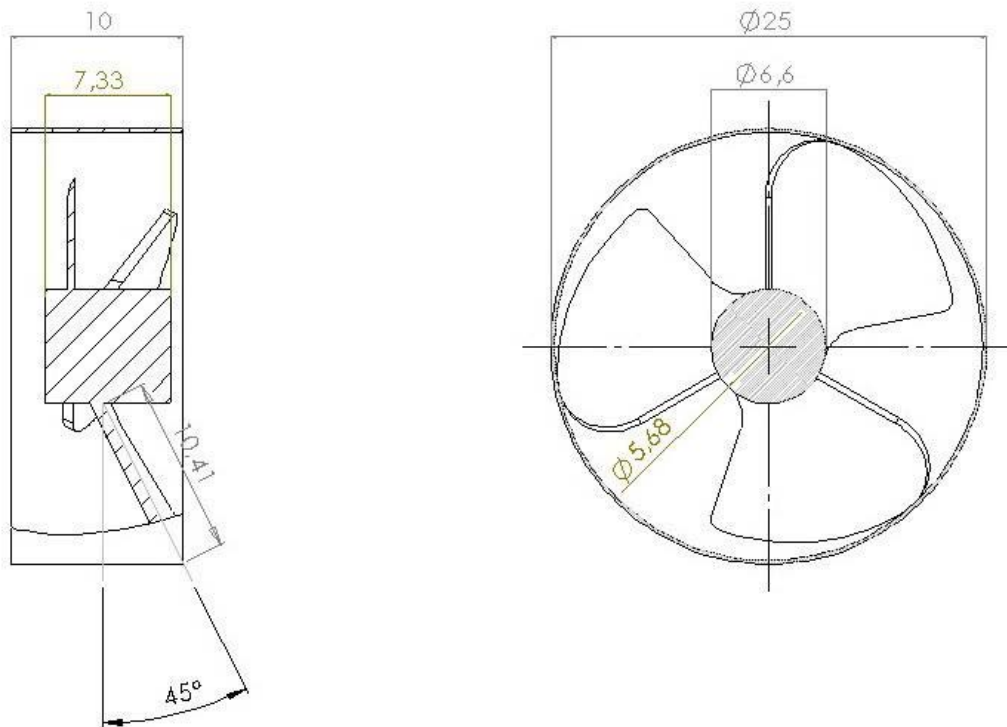
$$C = \frac{(\dot{m} \cdot c)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c)_{\max}}$$

2.6 Static Radial Fin Mixer

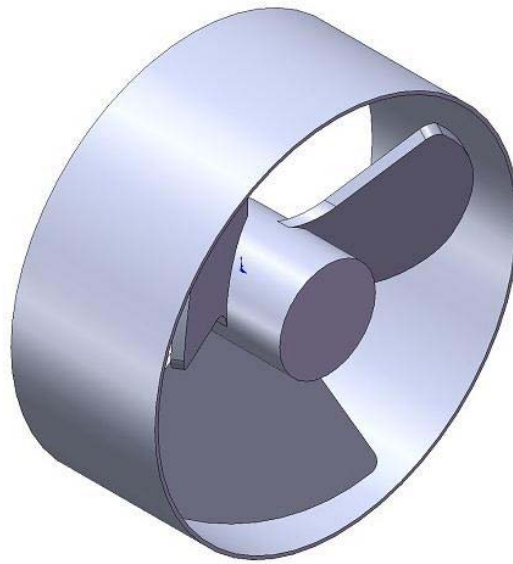
Static radial fin mixer merupakan suatu pengarah atau pengacak aliran yang dipasang pada saluran dengan tujuan mengganggu jalannya aliran fluida, sehingga dengan adanya *static radial fin mixer* maka akan meningkatkan intensitas turbulensi pada saluran yang mengakibatkan timbulnya pusaran atau olakan (*vortex*) di dalam saluran tersebut. Pada pusaran atau olakan (*vortex*) inilah terjadi pencampuran antara partikel-partikel fluida yang bergerak acak sehingga akan meningkatkan laju perpindahan kalor, serta dengan meningkatkan kecepatan aliran pada saluran dapat memperbesar bilangan Reynold dan bilangan Nusselt yang kemudian meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi akibatnya laju perpindahan kalor akan meningkat.

Dengan semakin kecil sudut *static radial fin mixer* 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). Bentuk geometri dari *static radial fin mixer* dapat diilustrasikan dalam gambar 2.20 hingga 2.21 berikut.



Gambar 2.20 *Static radial fin mixer* dengan sudut 30°



Gambar 2.21 Tampak Isometri *Static radial fin mixer*

2.7 Pressure Drop

Pressure drop adalah penurunan tekanan pada suatu aliran yang disebabkan oleh gesekan atau kerugian antara fluida dengan saluran. Pada alat penukar kalor, semakin tinggi *pressure drop* akan menyebabkan semakin tinggi daya yang dibutuhkan oleh pompa atau kompresor untuk mengalirkan fluida. *Losses* yang terjadi pada aliran fluida dapat dibagi menjadi 2, yaitu :

- *Major losses*

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

$$h_{ma} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad \text{(Osilon, 1993:357)} \quad (2-24)$$

Dimana : h_{ma} = *major losses* [mH₂O]

f = koefisien gesek

L = panjang pipa [m]

v = kecepatan fluida [m/s]

D = diameter pipa [m]

g = percepatan gravitasi bumi [m/s²]

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

- *Minor losses*

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

$$h_{mi} = K_L \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Oslon,1993:350}) \quad (2-25)$$

Dimana : $h_{mi} = \text{minor losses [mH}_2\text{O]}$

$K_L = \text{koefisien kerugian peralatan}$

Sehingga *head losses* (Σh) totalnya adalah :

$$\Sigma h = h_{ma} + \Sigma h_{mi} \quad (\text{Oslon,1993:356}) \quad (2-26)$$

2.8 Pressure Drop Akibat Pemasangan *Static Radial Fin Mixer*

Pemasangan *static radial fin mixer* akan meningkatkan *minor losses*. Karena *static radial fin mixer* merupakan komponen penghalang aliran yang menyebabkan kerugian berupa *shock losses*, yaitu kerugian kejut yang merupakan bagian dari *minor losses* pada saluran. Semakin besar sudut *static radial fin mixer* maka hambatan akan semakin besar pada panjang saluran yang sama. Akibatnya akan terjadi penumpukan massa sebelum masuk saluran yang menyebabkan tekanan naik pada sisi masuk dan akan turun pada sisi keluaran yang alirannya lebih lancar. Penurunan inilah yang disebut dengan *pressure drop*.

Adapun persamaan yang menyatakan hubungan tersebut dapat dilihat di bawah ini.

$$\begin{aligned} \Delta p &= p_1 - p_2 \\ &= \rho \cdot g \cdot h \end{aligned} \quad (\text{Oslon,1993:56}) \quad (2-27)$$

Dimana :

$\Delta p = \text{pressure drop [N/m}^2\text{]}$

$\rho = \text{massa jenis fluida referensi [kg/m}^3\text{]}$

$g = \text{percepatan gravitasi bumi [m/s}^2\text{]}$

$h = \text{beda ketinggian permukaan fluida referensi [m]}$

Dengan adanya *pressure drop* tersebut maka diperlukan daya dorong yang lebih besar pada sisi masuk. Hubungan antara *pressure drop* dengan daya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini.

$$W_{pump} = \dot{V} \Delta P = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} \quad (\text{Cengel, 2003:434}) \quad (2-28)$$

Dimana :

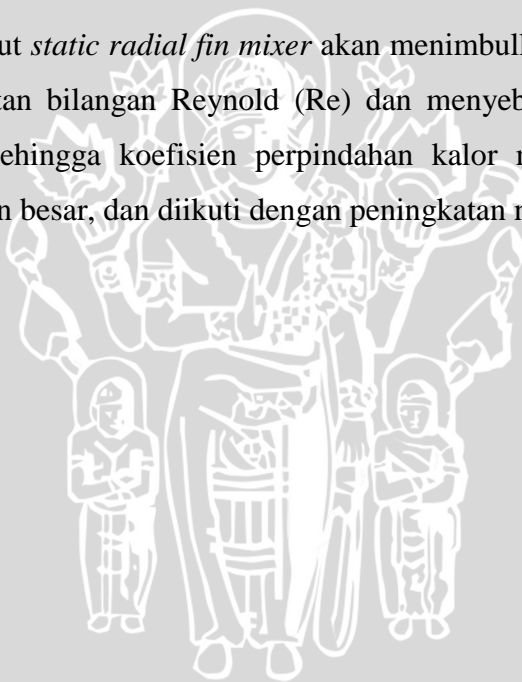
$$\dot{V} = v_m A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} = \text{laju volume alir fluida dalam pipa [m}^3/\text{s]}$$

$$\Delta p = \text{pressure drop [N/m}^2\text{]}$$

$$\rho = \text{massa jenis [kg/m}^3\text{]}$$

2.9 Hipotesis

Semakin kecil sudut *static radial fin mixer* akan menimbulkan aliran bebas yang mengakibatkan peningkatan bilangan Reynold (Re) dan menyebabkan bertambahnya bilangan Nusselt (Nu) sehingga koefisien perpindahan kalor menyeluruh dan laju perpindahan kalor semakin besar, dan diikuti dengan peningkatan nilai *pressure drop*.



BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental nyata (*true 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.

3.2 Waktu dan Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan pada tanggal 10 Agustus 2011 sampai 24 Oktober 2011 yang bertempat di Laboratorium Mesin-Mesin Fluida, Fakultas Teknik, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya.

3.3 Variabel Penelitian

1. Variabel bebas

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan sebelum penelitian. Besar variabel bebas diubah-ubah atau konstan untuk mendapat hubungan antara variabel bebas dan variabel terikat sehingga tujuan penelitian dapat tercapai. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah :

- Debit fluida air panas pada bagian pipa dalam divariasikan dari 400 l/jam, hingga 900 l/jam dengan interval kenaikan 100 l/jam.

2. Variabel terkontrol

Variabel ini dijaga konstan dan terkontrol pada saat penelitian dilakukan, tetapi juga mempengaruhi variabel terikat yang terjadi. Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah

- Jarak peletakan *static radial fin mixer* dengan memvariasikan besar sudut (*degree*) sudu yaitu 30, 45, 60.

3. Variabel terikat

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung pada nilai dari variabel bebasnya. Dengan adanya hubungan antara variabel bebas dan variabel terikat akan menghasilkan perubahan nilai dari variabel terikat tersebut. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah:

- Laju perpindahan kalor.
- Penurunan tekanan

3.4 Peralatan Penelitian

Peralatan yang digunakan pada penelitian ini adalah :

- 1) *Water Pump*, alat ini bertujuan untuk memompakan air menuju alat penukar kalor *double tube*. Dua buah pompa yang digunakan masing – masing untuk memompa air panas dan air dingin seperti pada gambar 3.1 berikut. Spesifikasi pompa air :

<i>Merk</i>	: Moswell
<i>Model</i>	: Aqua – 125
<i>Max. Capacity</i>	: 42 l/menit
<i>Such. head</i>	: 9 meter kolom air
<i>Disc. head</i>	: 24 meter kolom air
<i>Total head</i>	: 33 meter kolom air
<i>Power</i>	: 125 watt
RPM	: 2850
Buatan	: Indonesia



Gambar 3.1 *Water Pump*

- 2) *Debit meter*, yang berfungsi untuk mengukur jumlah debit fluida yang masuk ke dalam pipa alat penukar kalor. Dalam penelitian ini menggunakan 2 buah debit meter untuk mengukur debit air panas dan debit air dingin seperti pada gambar 3.2 dibawah ini. Dengan spesifikasi :

Qn : 1.5 m³/jam

Merk : Ning – No

Buatan : China



Gambar 3.2 *Debit meter*

- 3) *Manometer*, digunakan untuk mengukur perbedaan tekanan pada sisi masuk dan sisi keluar pipa dalam (*inner tube*) alat penukar kalor yang dipasang *static radial fin mixer* seperti pada gambar 3.3 berikut.

Spesifikasi alat :

Panjang pipa : 30 cm

Diameter pipa : 2.54 cm

Bahan : PVC



Gambar 3.3 *Manometer*

- 4) *Automatic Thermocontroller*, berfungsi untuk menjaga temperatur air panas agar tetap konstan pada temperature tertentu dengan cara mengatur kerja dari *magnetic contactor* seperti pada gambar 3.4 berikut. Spesifikasi alat :

Merk : T & W *electric heating & equipment Corp. China.*

Type : IL – 70

Range Temperature : 0°C – 400°C

Voltage : 110 / 220 V

Frequency : 50 / 60 Hz

Accuracy : ± 1°C

Input thermocouple : 1 *Channel type K*



Gambar 3.4 *Automatic Thermocontroller*

- 5) *Thermocouple*, sensor yang digunakan untuk mengubah suatu besaran fisik berupa temperature menjadi bentuk 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 panas yang dapat dilihat pada indikator *display digital*. *Thermocouple* dan *display digital* dapat dilihat pada gambar 3.5 dan gambar 3.6 dibawah ini.

Gambar 3.5 *Thermocouple*Gambar 3.6 *Display digital*

- 6) *Magnetic contactor*, berfungsi untuk memutus atau menyambung aliran listrik menuju heater, kinerja alat ini diatur oleh *automatic thermocontroller* yang terhubung dengan *thermocouple* tipe K seperti pada gambar 3.7 berikut.
spesifikasi *magnetic contactor* :



Gambar 3.7 *Magnetic contactor*

Merk : Mitsubishi

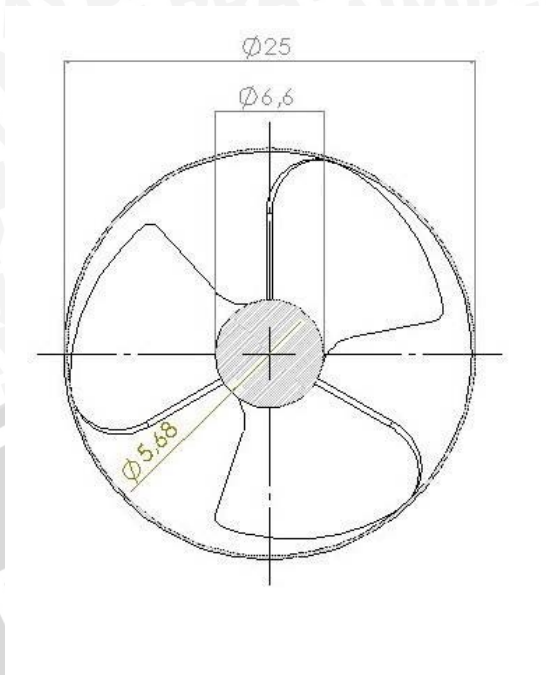
Type : S-N10

- 7) *Water heater*, mengkonversi energi listrik menjadi energy panas, dimana *heater* ini untuk memanaskan air pada *reservoir* air panas sampai temperatur uji yang ditentukan.

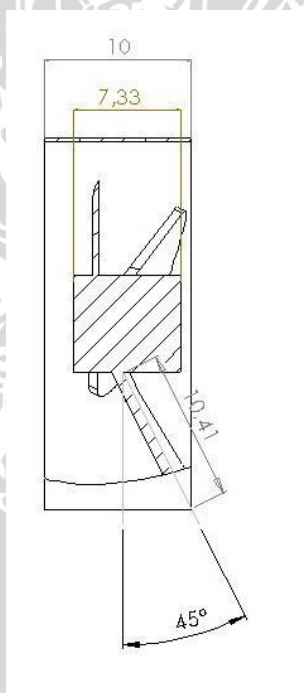


Gambar 3.8 *Water heater*

- 8) *Sterofom*, digunakan untuk mengisolasi pipa aliran panas dan pipa luar dari alat penukar kalor.
- 9) *Static radial fin mixer*, digunakan sebagai *turbulator* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *static radial fin mixer*. Dengan memvariasikan sudut sudu yaitu 30° , 45° dan 60° . Desain *static radial fin mixer* yang digunakan dalam penelitian ini, di gambarkan pada gambar 3.9 dan gambar 3.10 berikut.



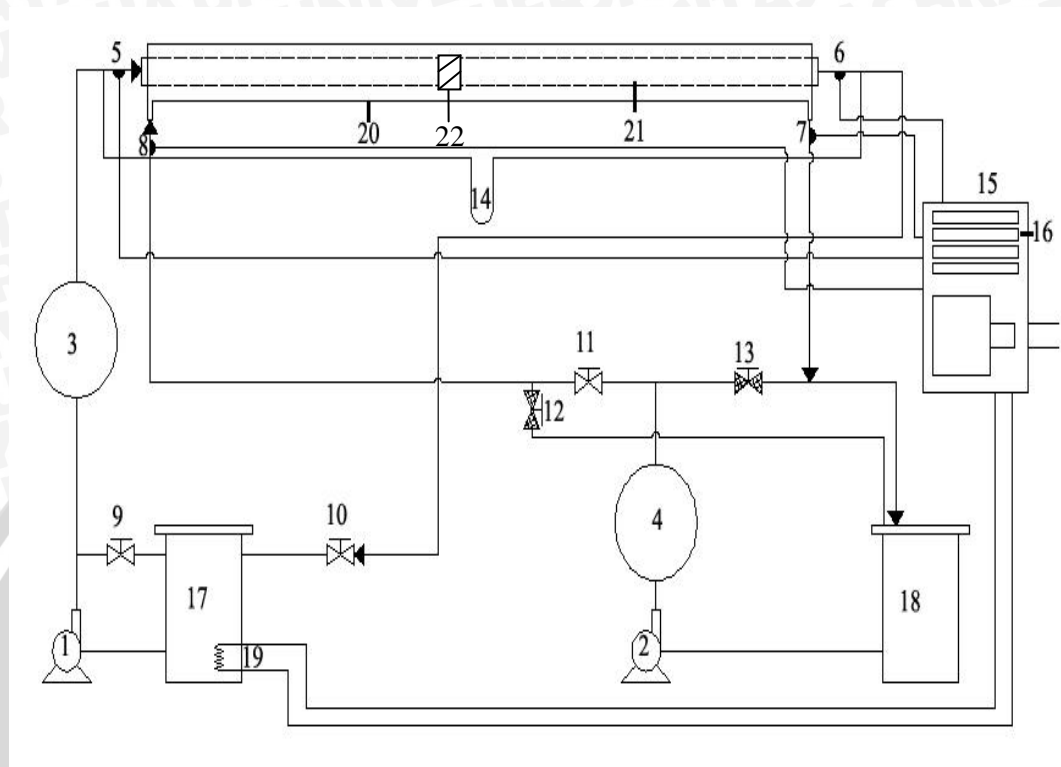
Gambar 3.9 Tampak depan *static radial fin mixer*



Gambar 3.10 Tampak samping *static radial fin mixer*

3.5 Skema Alat Penelitian

Skema alat penelitian dari alat penukar kalor yang digunakan dapat di ilustrasikan pada gambar 3.11 berikut ini.



Gambar 3.11 Skema instalasi peralatan penelitian

Keterangan gambar di atas :

- | | |
|---------------------------------------|------------------------------------|
| 1. Pompa air panas. | 13. Ball valve pengisi air dingin. |
| 2. Pompa air dingin. | 14. Manometer. |
| 3. Debit meter air panas. | 15. Control Panel. |
| 4. Debit meter air dingin. | 16. Display Digital. |
| 5. LM35 untuk sisi masuk air panas. | 17. Reservoir air panas. |
| 6. LM35 untuk sisi keluar air panas. | 18. Reservoir air dingin. |
| 7. LM35 untuk sisi keluar air dingin. | 19. Heater. |
| 8. LM35 untuk sisi masuk air dingin. | 20. Pipa fluida dingin. |
| 9. Ball valve pengisi air panas. | 21. Pipa fluida panas. |
| 10. Ball valve pembuangan air panas. | 22. Static radial fin mixer. |
| 11. Ball valve pengisi air dingin. | |
| 12. Ball valve pembuangan air dingin. | |

Peralatan yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah alat penukar kalor *double tube* dengan spesifikasi :

1. Pipa dalam (*inner tube*) adalah pipa dari bahan tembaga paduan CEM ASTM B88 TYPE M dengan diameter dalam 25,4 mm, tebal 2 mm, dan panjang pipa 1000 mm.
2. Pipa luar (*outer tube*) adalah pipa *Stainless Steel* SUS 304 dengan diameter dalam 76.2 mm, tebal pipa 2 mm dan panjang pipa 1000 mm.

3.6 Prosedur penelitian

Persiapan meliputi :

1. Menyiapkan instalasi penelitian dengan berbagai variasi sudut sudu *static radial fin mixer*.
2. Memanaskan air menggunakan *heater* sampai dengan temperature 65°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 yang tanpa *turbulator*.
2. Menghidupkan kedua pompa dan mengatur debit air dingin maupun panas sesuai dengan ketentuan.
3. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, mengambil data temperatur masuk dan temperatur keluar air dingin maupun air panas untuk tiap – tiap variasi debit air panas.
4. Mengambil data perbedaan ketinggian permukaan air panas yang mengalir dalam *inner tube* berupa beda ketinggian air pada manometer untuk setiap variasi debit air panas.
5. Mengulangi langkah 1 sampai 4 dengan memasang berbagai variasi sudut sudu *static radial fin mixer* yang telah ditentukan pada *inner tube*.
6. Data kemudian diolah serta dilakukan analisa mengenai pengaruh variasi sudut sudu *static radial fin mixer* terhadap laju perpindahan kalor dan penerunan tekanan.
7. Mengambil kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

3.7 Rancangan Penelitian

3.7.1 Rencana Pengambilan data

Penelitian ini akan mengambil variabel bebas yaitu temperatur air panas dan temperatur air dingin untuk setiap variabel debit air panas pada tiap-tiap variasi sudut sudu *static radial fin mixer*. Bentuk tabel dapat dilihat pada tabel 3.1 hingga tabel 3.4 dibawah ini sebagai berikut :

Tabel 3.1 Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor *double tube* tanpa pemasangan *static radial fin mixer*.

Debit air dingin [l/jam]	Suhu air dingin [°C]		Debit air panas [l/jam]	Suhu air panas [°C]		Perbedaan ketinggian air [cmH ₂ 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	?	?

Tabel 3.2 Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor *double tube* dengan pemasangan *static radial fin mixer* dengan sudut 30°.

Debit air dingin [l/jam]	Suhu air dingin [°C]		Debit air panas [l/jam]	Suhu air panas [°C]		Perbedaan ketinggian air [cmH ₂ 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	?	?

Tabel 3.3 Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor *double tube* dengan pemasangan *static radial fin mixer* dengan sudut 45° .

Debit air dingin [l/jam]	Suhu air dingin [°C]		Debit air panas [l/jam]	Suhu air panas [°C]		Perbedaan ketinggian air [cmH ₂ 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	?	?

Tabel 3.4 Contoh tabel data pengujian alat penukar kalor *double tube* dengan pemasangan *static radial fin mixer* dengan sudut 60° .

Debit air dingin [l/jam]	Suhu air dingin [°C]		Debit air panas [l/jam]	Suhu air panas [°C]		Perbedaan ketinggian air [cmH ₂ 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	?	?

3.7.2 Analisis Statistik

Untuk mengolah data yang telah diperoleh dipergunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah akan diketahui ada tidaknya pengaruh dari variasi diameter (faktor A) dan pengaruh variasi debit (faktor B) serta pengaruh interaksi keduanya (faktor AB) terhadap laju perpindahan panas, dan *pressure drop* pada alat penukar kalor. Faktor A mempunyai level A1, A2,.....,Ar dan faktor B mempunyai level B1, B2.....,Bc. Jika jumlah pengamatan tiap sel adalah t kali dari rancangan dua kategori A dan B serta masing-masing kategori terdiri atas r dan c level. Bila pengaruh interaksi antar faktor A pada level ke i dan faktor B pada level ke j dinyatakan dengan $(\alpha\beta)_{ij}$. Maka nilai setiap pengamatan ditulis dengan model matematika sebagai berikut:

$$Y_{ijk} = \mu + \alpha_i + \beta_j + (\alpha\beta)_{ij} + \varepsilon_{ijk}$$

dengan:

Y_{ijk} : nilai setiap pengamatan

μ : nilai rata-rata dari seluruh pengamatan

α_i : pengaruh faktor diameter ke i

β_j : pengaruh faktor debit ke j

$(\alpha\beta)_{ij}$: pengaruh interaksi faktor diameter ke i dan faktor debit ke j

ε_{ijk} : simpangan pengamatan

Yang akan kita uji dari pengamatan ini adalah:

1. α : pengaruh (efek) dari faktor diameter
2. β : pengaruh (efek) dari faktor variasi debit
3. $\alpha\beta$: pengaruh interaksi dari faktor variasi diameter dan faktor debit

Adapun hipotesis yang dipergunakan adalah sebagai berikut:

- I. $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ (tidak ada pengaruh variasi diameter terhadap laju perpindahan panas pada alat penukar kalor)
 H_1^1 : paling sedikit satu $\alpha_i \neq 0$ (ada pengaruh variasi diameter terhadap laju perpindahan panas pada alat penukar kalor)
- II. $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh variasi debit terhadap laju perpindahan panas pada alat penukar kalor)
 H_1^2 : paling sedikit satu $\beta_j \neq 0$ (ada pengaruh variasi debit terhadap laju perpindahan panas pada alat penukar kalor)
- III. $H_0^3 : (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh variasi diameter dan variasi debit terhadap laju perpindahan panas pada alat penukar kalor)
 H_1^3 : paling sedikit satu $(\alpha\beta) \neq 0$ (ada pengaruh variasi diameter dan variasi debit terhadap laju perpindahan panas pada alat penukar kalor)

Tabel 3.5. Rancangan pengamatan model dua arah dengan pengulangan

Faktor		diameter				S Baris	Rata-rata	
		B ₁	...	B _j	...			B _c
DEBIT	A ₁	X ₁₁₁		X _{1j1}		X _{1c1}	T _{1..}	\bar{X}
		X ₁₁₂		X _{1j2}		X _{1c2}		
			
		X _{11t}		X _{1jt}		X _{1ct}		
	A _i	X _{i11}		X _{ij1}		X _{ic1}	T _{i..}	\bar{X}
		X _{i12}		X _{ij2}		X _{ic2}		
			
		X _{i1t}		X _{ijt}		X _{ict}		
	A _r	X _{r11}		X _{rj1}		X _{rc1}	T _{r..}	\bar{X}
		X _{r12}		X _{rj2}		X _{rc2}		
			
		X _{r1t}		X _{rjt}		X _{rct}		
S kolom		T _{.1.}		T _{.j.}		T _{.c.}	T _{...}	
Rata-rata		\bar{X}		\bar{X}		\bar{X}		\bar{X}

Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., 96, 2006

Dalam perhitungan menggunakan rumus sebagai berikut ini:

1. Jumlah kuadrat total (JKT)

$$JKT = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c \sum_{k=1}^t X_{ijk}^2 - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

2. Jumlah kuadrat faktor A (JKA)

$$JKA = \frac{\sum_{i=1}^r T_{i..}^2}{ct} - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

3. Jumlah kuadrat faktor B (JKB)

$$JKB = \frac{\sum_{j=1}^c T_{.j.}^2}{rt} - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

4. Jumlah pengaruh interaksi faktor A dan faktor B (JKAB)

$$JKP = \frac{\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c T_{ij.}^2}{t} - \frac{(T_{...})^2}{rct} \quad \rightarrow \quad JKAB = JKP - JKA - JKB$$

5. Jumlah kuadrat galat (JKG)

$$JKG = JKT - JKP = JKT - JKA - JKB - JKAB$$

Apabila masing-masing suku dibagi dengan derajat bebasnya, akan diperoleh nilai varian dari masing-masing suku tersebut. Nilai ini sering disebut dengan kuadrat tengah yang disingkat KT. Nilai varian tersebut adalah:

1. Kuadrat tengah faktor A (KTA)

$$KTA = \frac{JKA}{(r-1)}$$

2. Kuadrat tengah faktor B (KTB)

$$KTB = \frac{JKB}{(c-1)}$$

3. Kuadrat tengah interaksi faktor A dan faktor B (KTAB)

$$KTAB = \frac{JKAB}{(r-1)(c-1)}$$

4. Kuadrat tengah galat (KTG)

$$KTG = \frac{JKG}{rc(t-1)}$$

Untuk menguji ketiga hipotesis diatas kita mencari harga F_{hitung} masing-masing sumber keragaman (faktor variasi diameter, faktor variasi debit dan interaksi faktor diameter dan variasi debit) kemudian hasilnya dibandingkan dengan F_{tabel} pada derajat bebas yang sesuai dengan nilai α tertentu. Nilai F_{hitung} dari masing-masing sumber keragaman adalah sebagai berikut:

1. F_{hitung} dari faktor variasi diameter

$$F_1 = \frac{KTA}{KTG}$$

2. F_{hitung} dari faktor variasi debit

$$F_2 = \frac{KTB}{KTG}$$

3. F_{hitung} dari interaksi faktor variasi diameter dan variasi debit

$$F_3 = \frac{KTAB}{KTG}$$

Tabel 3.6. Rancangan Analisis Varian

Sumber Varian	JK	Db	KT	F _{hitung}	F _α
Antar A	JKA	db ₁ =r - 1	KTA	F ₁	
Antar B	JKB	db ₂ =c - 1	KTB	F ₂	
Interaksi AB	JKAB	db ₃ =db ₁ .db ₂	KTAB	F ₃	
Galat	JKG	db ₄ =rc(t - 1)	KTG		
Total	JKT	rct - 1			

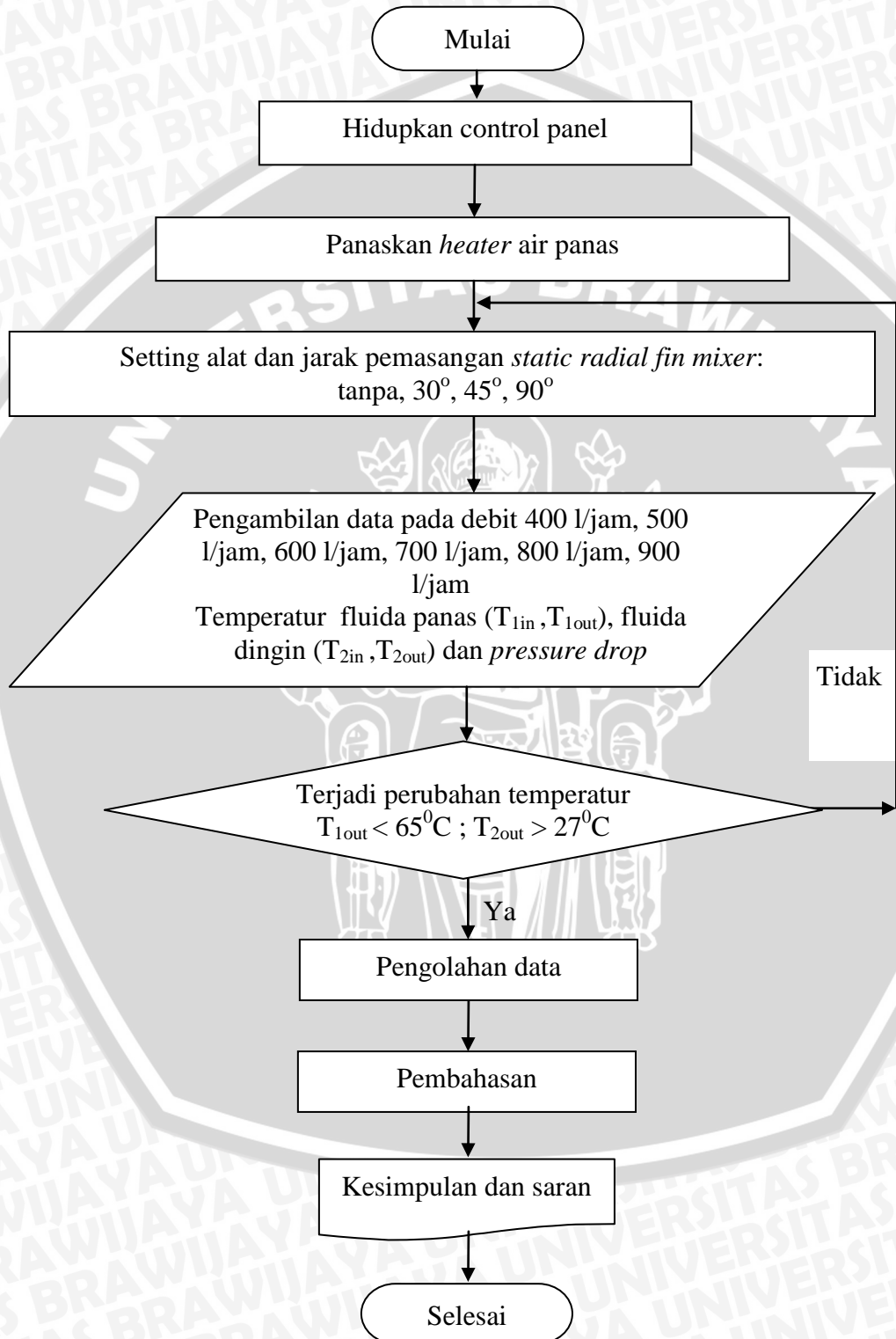
Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., 98, 2006

Kesimpulan yang diperoleh:

1. Bila $F_{A \text{ hitung}} > F_{A \text{ tabel}}$, maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini menyatakan bahwa variasi diameter berpengaruh terhadap laju perpindahan panas dan *pressure drop* pada alat penukar kalor
2. Bila $F_{B \text{ hitung}} > F_{B \text{ tabel}}$, maka H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini menyatakan bahwa variasi debit berpengaruh terhadap laju perpindahan panas dan *pressure drop* pada alat penukar kalor
3. Bila $F_{AB \text{ hitung}} > F_{AB \text{ tabel}}$, maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini menyatakan bahwa variasi diameter dan variasi debit berpengaruh terhadap laju perpindahan panas dan *pressure drop* pada alat penukar kalor.

3.8 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir dari penelitian yang akan dilakukan di ilustrasikan pada gambar 3.12 dibawah ini.



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 besar sudut *static radial fin mixer* terhadap laju perpindahan kalor dan *pressure drop* pada alat penukar kalor aliran berlawanan arah dapat dilihat pada lampiran 1, 2, 3 dan 4.

4.1.2 Contoh Perhitungan

- Data pengujian alat penukar kalor dengan sudut *static radial fin mixer* 45° pada detik pertama
 - Debit fluida dingin (Q_d) = 900 [l/jam]
 - Debit fluida panas (Q_p) = 400 [l/jam]
 - Temperatur masuk fluida dingin (T_{Cin}) = 26,5 [°C]
 - Temperatur keluar fluida dingin (T_{Cout}) = 30,6 [°C]
 - Temperatur masuk fluida panas (T_{Hin}) = 64,7 [°C]
 - Temperatur keluar fluida panas (T_{Hout}) = 58,6 [°C]
 - Perbedaan ketinggian air (Δz) = 1,8 [cmH₂O]
 - Diameter dalam pipa sebelah luar (tube) (D_o) = 27,4 [mm]
 - Konduktivitas *thermal* bahan (k) = 381,65 [W/m°C]
 - Diameter dalam *inner tube* (D_i) = 25,4 [mm]
 - Diameter luar *outer tube* (D_s) = 76,2 [mm]

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

1. Temperatur rata-rata fluida

$$\begin{aligned} T_{\text{rata-rata hot}} &= (T_{\text{hin}} + T_{\text{hout}}) / 2 \\ &= (64,7 + 58,6) / 2 \\ &= 61,65 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{\text{rata-rata cold}} &= (T_{\text{cin}} + T_{\text{cout}}) / 2 \\ &= (26,5 + 30,6) / 2 \\ &= 28,55 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan interpolasi tabel pada lampiran 4 maka propertis air panas dan air dingin berdasarkan temperatur bulk diatas adalah

$$\frac{X_1 - X_2}{y_1 - y_2} = \frac{X - X_1}{y - y_1}$$

Dari temperatur rata-rata air panas ($T_{\text{bulk hot}}$) diatas maka dapat dicari densitas atau massa jenis (ρ_{hot}) air panas dengan rumus interpolasi tabel sifat-sifat air lampiran 8 sehingga :

$$\frac{60 - 65}{983,3 - 980,3} = \frac{\rho - 983,3}{61,65 - 60}$$

$$\rho_p = 983,267 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Dengan cara perhitungan interpolasi seperti diatas maka propertis air panas dan air dingin yang lain bisa didapatkan :

$$\rho_p = 983,267 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_d = 995,53 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$C_p = 4180,32 \text{ [J/kg} \cdot \text{°C]}$$

$$C_d = 4177,51 \text{ [J/kg} \cdot \text{°C]}$$

$$k_p = 0,655 \text{ [W/m} \cdot \text{°C]}$$

$$k_d = 0,616 \text{ [W/m} \cdot \text{°C]}$$

$$\mu_p = 0,000456 \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}$$

$$\mu_d = 0,000793 \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}$$

$$Pr_p = 2,917$$

$$Pr_d = 5,63$$

2. Kecepatan fluida (air panas dalam pipa bagian dalam)

- o Luasan dalam *inner tube*

$$A_{pd} = 1/4\pi D_{pd}^2 = 1/4\pi(21,4/1000)^2 = 3,59 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

- o Luasan luar *inner tube*

$$A_{pd} = 1/4\pi D_{pld}^2 = 1/4\pi(25,4/1000)^2 = 5,06 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

- o Luasan dalam pipa bagian luar

$$A_{pd} = 1/4\pi D_{pd}^2 = 1/4\pi(76,2/1000)^2 = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

- o Luasan *static radial fin mixer*

$$A_{bd} = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

Keliling

$$\text{Keliling inner tube} = \pi \cdot D_{pd} = \pi \cdot (21,4/1000) = 0,078 \text{ [m]}$$

$$\text{Keliling static radial fin mixer} = 6s \cdot 0,5 \pi \cdot D_{pd} = 0,05966 \text{ [m]}$$

$$\text{Keliling pipa luar} = \pi \cdot D_{pl} = \pi \cdot (76,2/1000) = 0,23 \text{ [m]}$$

$$\text{Keliling luar inner tube} = \pi \cdot D_{pld} = \pi \cdot (25,4/1000) = 0,085 \text{ [m]}$$

- o Diameter hidrolik

Dh pipa bagian luar :

$$D_{hl} = 4 \cdot A_c / P = 4 (0,0045 - 5,06 \cdot 10^{-4}) / (0,23 + 0,085) = 0,318 \text{ [m]}$$

Dh pipa bagian dalam :

$$D_{hd} = 4 \cdot A_c / P = 4 (3,59 \cdot 10^{-4} - 2,8 \cdot 10^{-4}) / (0,078 + 0,05966) = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

- Debit air panas

$$Q_p = 400 \text{ l/jam} = 0,000111 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

- Maka kecepatan fluida panas

$$\begin{aligned} V &= \frac{Q_p}{A} \\ &= \frac{0,000111 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0,0005 - 0,00028) \text{ m}^2} \\ &= 0,5 \text{ [m/s]} \end{aligned}$$

- Mencari kecepatan fluida dingin melalui pipa luar (V) :

$$Q_p = 900 \text{ l/jam} = 0,00025 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

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

- Laju aliran air panas

$$\begin{aligned} \dot{m} &= v \times \rho \\ &= 0,000111 \text{ m}^3/\text{s} \times 983,267 \text{ [kg/m}^3\text{]} \\ &= 0,109 \text{ [kg/s]} \end{aligned}$$

3. Laju perpindahan kalor (q) *heat exchanger*

$$\begin{aligned} q_{he} &= \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \\ &= 0,109 \cdot 4180,32 \cdot 6,1 \\ &= 2779,49 \text{ [Watt]} \end{aligned}$$

4. Angka Reynold

- Mencari viskositas kinematik (v) fluida dingin:

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{\mu}{\rho} \\ &= \frac{0,000793}{995,5327} \\ &= 7,9655 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2/\text{s]} \end{aligned}$$

- Mencari viskositas kinematik (v) fluida panas:

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{\mu}{\rho} \\ &= \frac{0,000456}{983,26} \\ &= 4,63 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2\text{/s]} \end{aligned}$$

- Mencari angka Reynold (Re) pada fluida dingin:

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V \times Dp}{\nu} \\ &= \frac{0,0629 \cdot 0,0486}{7,9655 \cdot 10^{-7}} \\ &= 3841,95 \end{aligned}$$

- Mencari angka Reynold (Re) pada fluida panas:

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V \times Dp}{\nu} \\ &= \frac{0,5 \cdot 0,0063}{4,63 \cdot 10^{-7}} \\ &= 26944,72761 \end{aligned}$$

5. Angka Nusselt

- Mencari angka Nusselt (Nu) pada fluida dingin:

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot 3841,95^{0,8} \cdot 5,63^{0,3} \\ &= 24,51 \end{aligned}$$

- Mencari angka Nusselt (Nu) pada fluida panas:

- Persamaan Nusselt

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot 26944,727^{0,8} \cdot 2,917^{0,3} \\ &= 94,01 \end{aligned}$$

6. Koefisien konveksi

- Mencari koefisien perpindahan kalor konveksi pipa luar:

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu \times k}{Dho} \\ &= \frac{24,51 \times 0,608 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}}{0,0488 \text{ m}} \\ &= 309,75 \text{ [W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C]} \end{aligned}$$

- Mencari koefisien perpindahan kalor konveksi pipa dalam:

Koefisien perpindahan kalor konveksi pada Nusselt

$$\begin{aligned} hn &= \frac{Nun \times k}{Dh} \\ &= \frac{94,01 \times 0,65 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,0063 \text{ m}} \\ &= 9753,55 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

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

a) Koefisien perpindahan panas menyeluruh Nusselt

$$\begin{aligned} Un &= \frac{1}{\frac{A_o}{hn_i \times A_i} + \frac{A_o \times \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \times \pi \times k \times L} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{0,00058}{9753,55 \times 0,0005} + \frac{0,00058 \times \ln\left(\frac{27,2}{25,4}\right)}{2 \times \pi \times 381,64 \times 1} + \frac{1}{309,75}} \\ &= 299,58 \text{ [W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

7. Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{\text{hin}} - T_{\text{cout}} \\ &= (64,7 - 30,6) \\ &= 34,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_2 &= T_{\text{hout}} - T_{\text{cin}} \\ &= (58,6 - 26,5) \\ &= 32,1 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \\ &= \frac{34,1 - 32,1}{\ln(34,1 / 32,1)} \\ &= 33,08 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

8. Luasan permukaan total perpindahan kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot 0,0254 \cdot 1 \\ &= 0,078 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned}$$

9. Laju perpindahan kalor (q) pada nusselt yang berbeda

- $$\begin{aligned} Q_n &= U_c \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \\ &= 299,27 \cdot 0,078 \cdot 33,08 \\ &= 772,438 \text{ [Watt]} \\ &= 0,772 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

10. Penurunan tekanan (ΔP)

$$\Delta P = \Delta z \cdot \rho \cdot g = (1,8/100) \cdot 983,26 \cdot 9,81 = 173,62 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



4.1.3 Analisis Varian

Hasil pengolahan data pengujian pengaruh besar sudut *static radial fin mixer* terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger* tersebut kemudian dilaksanakan analisis statistik dengan menggunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah ini akan diketahui ada tidaknya pengaruh besar sudut *static radial fin mixer*, variasi debit fluida panas dan interaksi keduanya terhadap laju perpindahan kalor dan *pressure drop*.

4.1.3.1 Analisis Varian untuk Laju Perpindahan Kalor yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer*, variasi debit, dan interaksi antara keduanya terhadap laju perpindahan kalor yang dihasilkan pada *heat exchanger*.

1. Hipotesa yang digunakan dalam analisis statistik ini adalah:

a. $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ (tidak ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger*).

H_1^1 : paling sedikit atau $\alpha_1 \neq 0$ (ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger*).

b. $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh variasi debit terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger*).

H_1^2 : paling sedikit atau $\beta_1 \neq 0$ (ada pengaruh variasi debit terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger*).

c. $H_0^3 : (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* dan variasi debit terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger*).

H_1^3 : paling sedikit atau $\alpha\beta_1 \neq 0$ (ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* dan variasi debit terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger*).

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

a. Faktor debit air panas

$$F_{0,05}(5,48) = 2,40$$

b. Faktor variasi susunan turbulator

$$F_{0,05}(3,48) = 2,79$$

3. Kriteria pengujian

- a. H_0 diterima apabila $F_{hitung} \leq F_{\alpha}(v_1, v_2)$
 - b. H_0 ditolak apabila $F_{hitung} > F_{\alpha}(v_1, v_2)$
4. Uji statistik

Tabel di bawah ini (Tabel 4.1) adalah tabel hasil data perhitungan laju perpindahan kalor.

Tabel 4.1 Pengamatan model dua arah untuk laju perpindahan kalor

FAKTOR A	DEBIT	FAKTOR B				Σ
	[l/jam]	VARIASI BESAR SUDUT				
	Tanpa	Sudut 30	Sudut 45	Sudut 60		
400	1,55	1,87	2,78	2,19		
	1,46	1,87	2,69	2,19		
	1,46	1,87	2,51	2,24		
	4,47	5,61	7,98	6,62	24,69	
500	1,65	1,82	3,18	2,55		
	1,59	2,50	3,06	2,72		
	1,65	2,27	3,01	2,72		
	4,88	6,58	9,25	8,00	28,71	
600	1,77	2,39	3,89	2,73		
	1,64	2,39	3,75	2,87		
	1,50	2,53	3,75	3,14		
	4,91	7,30	11,40	8,73	32,35	
700	1,68	3,59	4,23	3,51		
	2,39	3,59	4,31	3,83		
	2,39	3,43	3,99	3,83		
	6,46	10,61	12,52	11,16	40,75	
800	2,37	4,11	4,20	4,38		
	2,65	3,83	4,47	4,38		
	2,83	3,83	4,38	4,02		
	7,85	11,77	13,05	12,78	45,45	
900	2,06	3,39	4,32	4,73		
	2,16	3,39	3,91	4,11		
	1,85	3,29	3,91	3,70		
	6,06	10,07	12,13	12,54	40,81	
Σ	34,64	51,95	66,33	59,83	212,76	

Tabel 4.2 Analisis varian dua arah untuk laju perpindahan kalor

SUMBER VARIAN	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Debit (faktor A)	5	27,32	5,46	135,05	2,41
Besar sudut(faktor B)	3	31,23	10,41	257,30	2,80
Interaksi faktor A dan B	15	3,25	0,22	5,35	1,88
Galat	48	1,94	0,04		
Total	71	63,74			

Dari tabel 4.2, dapat diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

- a. $F_A \text{ hitung} > F_A \text{ tabel}$ maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini berarti bahwa besar sudut *static radial fin mixer* berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor yang dihasilkan pada *heat exchanger*.
- b. $F_B \text{ hitung} > F_B \text{ tabel}$ H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini berarti bahwa variasi debit berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor yang dihasilkan pada *heat exchanger*.
- c. $F_{AB} \text{ hitung} > F_{AB} \text{ tabel}$ maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini berarti bahwa interaksi antara variasi besar sudut *static radial fin mixer* dan variasi debit berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor yang dihasilkan pada *heat exchanger*.

Dari kesimpulan yang didapat terlihat bahwa besar sudut *static radial fin mixer*, variasi debit, dan interaksi antara keduanya mempunyai pengaruh yang nyata terhadap laju perpindahan kalor yang dihasilkan dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.2 Analisis Varian Untuk *Pressure Drop* Yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh diameter, variasi debit dan interaksi antara keduanya terhadap *pressure drop* yang dihasilkan pada *heat exchanger*.

1. Hipotesa yang digunakan dalam analisis statistik ini adalah:

- a. $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ (tidak ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* terhadap *pressure drop* kalor pada *heat exchanger*).
 H_1^1 : paling sedikit atau $\alpha_1 \neq 0$ (ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* terhadap *pressure drop* kalor pada *heat exchanger*).
- b. $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh variasi debit terhadap *pressure drop* kalor pada *heat exchanger*).
 H_1^2 : paling sedikit atau $\beta_1 \neq 0$ (ada pengaruh variasi debit terhadap *pressure drop* kalor pada *heat exchanger*).
- c. $H_0^3 : (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* dan variasi debit terhadap *pressure drop* kalor pada *heat exchanger*).

H_1^3 : paling sedikit atau $\alpha\beta_1 \neq 0$ (ada pengaruh variasi besar sudut *static radial fin mixer* dan variasi debit terhadap *pressure drop* kalor pada *heat exchanger*).

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

a. Faktor debit air panas

$$F_{0,05}(5,48) = 2,40$$

b. Faktor variasi susunan turbulator

$$F_{0,05}(3,48) = 2,79$$

3. Kriteria pengujian

a. H_0 diterima apabila $F_{\text{hitung}} \leq F_{\alpha}(v_1, v_2)$

b. H_0 ditolak apabila $F_{\text{hitung}} > F_{\alpha}(v_1, v_2)$



4. Uji statistik

Tabel di berikut ini (Tabel 4.3) adalah tabel hasil data perhitungan *pressure drop*.

Tabel 4.3 Pengamatan model dua arah untuk laju *pressure drop*

FAKTOR A	DEBIT	FAKTOR B				
	[l/jam]	VARIASI BESAR SUDUT				
		Tanpa	Sudut 30	Sudut 45	Sudut 60	Σ
400	67,52	241,14	173,63	96,46		
	67,52	241,14	173,63	96,46		
	67,52	231,50	173,62	96,46		
	202,56	713,78	520,88	289,37	1726,58	
	500	77,16	337,59	250,79	167,83	
		86,81	337,60	250,79	167,83	
		86,81	337,60	250,79	167,83	
		250,78	1012,79	752,37	503,50	2519,45
	600	135,04	414,76	434,06	314,45	
		125,39	414,76	434,06	314,45	
		125,39	414,76	434,06	314,45	
		385,82	1244,27	1302,18	943,35	3875,62
700	144,68	578,74	578,75	443,71		
	173,62	578,74	578,75	443,71		
	173,62	578,73	559,46	443,71		
	491,92	1736,21	1716,96	1331,12	5276,20	
800	212,20	704,12	626,96	584,53		
	202,55	704,12	626,96	584,53		
	212,20	704,12	626,96	584,53		
	626,95	2112,37	1880,88	1753,60	6373,79	
900	212,20	964,53	771,64	735,00		
	212,20	1012,76	771,64	735,00		
	212,20	1012,76	771,64	735,00		
	636,60	2990,06	2314,92	2205,00	8146,58	
Σ	2594,63	9809,48	8488,18	7025,93	27918,22	

Tabel 4.4. Analisis varian dua arah untuk laju perpindahan kalor

SUMBER VARIAN	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Debit (faktor A)	5	2439572	487914,45	8988,83	2,41
Besar sudut(faktor B)	3	1639674	546558,04	10069,22	2,80
Interaksi faktor A dan B	15	464439,9	30962,66	570,42	1,88
Galat	48	2605,445	54,28		
Total	71	4546292			

Dari tabel 4.4, dapat diperoleh kesimpulan:

- a. $F_A \text{ hitung} > F_A \text{ tabel}$ maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini berarti bahwa besar sudut *static radial fin mixer* berpengaruh terhadap *pressure drop* yang dihasilkan pada *heat exchanger*.
- b. $F_B \text{ hitung} > F_B \text{ tabel}$ H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini berarti bahwa variasi debit berpengaruh terhadap *pressure drop* yang dihasilkan pada *heat exchanger*.
- c. $F_{AB} \text{ hitung} > F_{AB} \text{ tabel}$ maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini berarti bahwa interaksi antara besar sudut *static radial fin mixer* dan variasi debit berpengaruh terhadap *pressure drop* yang dihasilkan pada *heat exchanger*.

Dari kesimpulan yang didapat terlihat bahwa besar sudut *static radial fin mixer*, variasi debit, dan interaksi antara diameter kawat dan variasi debit mempunyai pengaruh yang nyata terhadap *pressure drop* yang dihasilkan dengan tingkat keyakinan 95 %.



4.2 Pembahasan

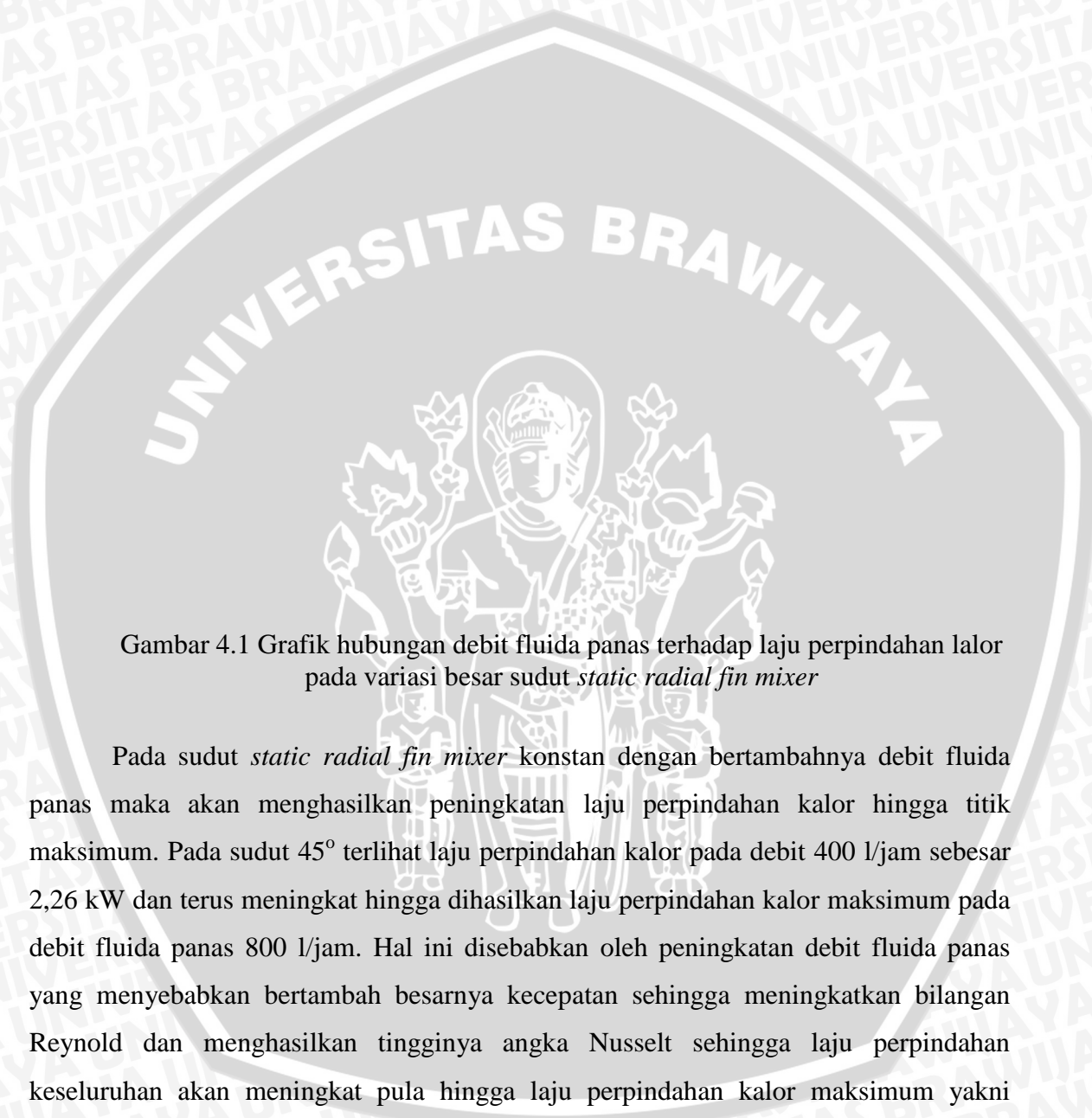
4.2.1 Hubungan Debit Fluida Panas terhadap Laju Perpindahan Kalor pada Variasi besar sudut *static radial fin mixer*.

Hasil perhitungan hubungan debit dan *pressure drop* pada sudut yang berbeda dapat dilihat pada tabel 4.5.

Tabel 4.5 Hubungan Debit dan Laju Perpindahan Kalor pada Sudut yang Berbeda.

	tanpa turbulator	30°	45°	60°
Debit air panas [L/jam]	Q [kW]	Q [kW]	Q [kW]	Q [kW]
400	1.55	1.87	2.78	2.19
400	1.46	1.87	2.69	2.19
400	1.46	1.87	2.51	2.24
400	1.32	1.83	2.51	1.96
400	1.46	1.73	2.60	2.05
500	1.65	1.82	3.18	2.55
500	1.59	2.50	3.06	2.72
500	1.65	2.27	3.01	2.72
500	1.65	2.33	2.95	2.78
500	1.65	2.21	3.06	2.89
600	1.77	2.39	3.89	2.73
600	1.64	2.39	3.75	2.87
600	1.50	2.53	3.75	3.14
600	1.71	2.66	3.48	3.07
600	1.84	2.66	3.41	3.14
700	1.68	3.59	4.23	3.51
700	2.39	3.59	4.31	3.83
700	2.39	3.43	3.99	3.83
700	2.23	3.35	3.27	3.99
700	2.07	3.11	3.19	3.99
800	2.37	4.11	4.20	4.38
800	2.65	3.83	4.47	4.38
800	2.83	3.83	4.38	4.02
800	2.46	3.83	4.38	3.83
800	2.37	2.83	4.38	3.56
900	2.06	3.39	4.32	4.73
900	2.16	3.39	3.91	4.11
900	1.85	3.29	3.91	3.70
900	1.95	3.91	3.80	3.60
900	1.75	3.91	4.01	3.29

Hubungan debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada variasi besar sudut *static radial fin mixer* dijelaskan dalam gambar 4.1.



Gambar 4.1 Grafik hubungan debit fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada variasi besar sudut *static radial fin mixer*

Pada sudut *static radial fin mixer* konstan dengan bertambahnya debit fluida panas maka akan menghasilkan peningkatan laju perpindahan kalor hingga titik maksimum. Pada sudut 45° terlihat laju perpindahan kalor pada debit 400 l/jam sebesar 2,26 kW dan terus meningkat hingga dihasilkan laju perpindahan kalor maksimum pada debit fluida panas 800 l/jam. Hal ini disebabkan oleh peningkatan debit fluida panas yang menyebabkan bertambah besarnya kecepatan sehingga meningkatkan bilangan Reynold dan menghasilkan tingginya angka Nusselt sehingga laju perpindahan keseluruhan akan meningkat pula hingga laju perpindahan kalor maksimum yakni sebesar 4,47 kW. Laju perpindahan kalor terkecil terjadi pada alat penukar kalor tanpa menggunakan *static radial fin mixer* dengan laju perpindahan kalor maksimum sebesar 2,83 kW. Pada sudut *static radial fin mixer* 45° Menghasilkan nilai laju perpindahan kalor yang paling tinggi sebesar 4,47 kW. Variasi besar sudut menghasilkan perbedaan nilai laju perpindahan kalor yang signifikan.

Sedangkan pada debit fluida panas yang konstan yakni pada debit dengan laju perpindahan kalor maksimum pada debit fluida panas 800 l/jam didapatkan laju perpindahan kalor terendah yang dihasilkan tanpa pemasangan *static radial fin mixer* yakni sebesar 2,83 kW. Kemudian pada pemasangan *static radial fin mixer* sudut 30° menghasilkan laju perpindahan kalor 3,83 kW kemudian pada sudut 60° dengan laju perpindahan kalor sebesar 4,38 kW. Laju perpindahan terbesar yang dihasilkan oleh variasi sudut *static radial fin mixer* adalah sudut 45° dengan nilai laju perpindahan kalor maksimum 4,47 kW pada debit fluida panas 800 l/jam. Peningkatan laju perpindahan kalor ini menunjukkan bahwa penggunaan *static radial fin mixer* berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor jika dibandingkan tanpa *static radial fin mixer* dan besar sudut *static radial fin mixer* yang berbeda. Pada grafik 4.1 dapat dilihat bahwa pada debit aliran fluida panas yang sama terdapat kecenderungan peningkatan laju perpindahan kalor pada tiap-tiap variasi besar sudut *static radial fin mixer*, hal ini disebabkan pemasangan *static radial fin mixer* yang sudutnya bervariasi pada aliran fluida panas akan mengalami perubahan garis aliran. Arah aliran fluida dari sisi masuk melewati *static radial fin mixer* dengan sudut 45° dari sisi masuk, akan terjadi laju perpindahan kalor yang paling tinggi dikarenakan sesuai persamaan $Re = \frac{V \times D_p}{\nu}$ terlihat semakin besar kecepatan aliran fluida maka nilai bilangan Reynold akan semakin meningkat dan peningkatan Reynold sebanding dengan laju perpindahan kalor sehingga laju perpindahan kalornipun akan menjadi lebih tinggi. Akibat adanya perbedaan luas penampang, maka menyebabkan kecepatan aliran berubah, sesuai dengan rumus kontinuitas yakni:

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 ; Q_1 = Q_2$ Dalam hal ini kecepatan *radial* fluida yang keluar sudu (sejajar dengan besar sudut sudu) dengan kecepatan *axial* aliran fluida yang melewati penampang yang lebih kecil menghasilkan arah dan kecepatan yang baru (resultan kecepatan). Resultan kecepatan ini bergantung dari kecepatan *radial* yang dipengaruhi oleh besar sudut *static radial fin mixer*. Selain itu arah aliran dari sisi masuk sudah memiliki pusaran atau olakan sehingga ketika fluida melewati *static radial fin mixer* olakan tersebut akan semakin membesar, pusaran atau olakan (*vortex*) inilah yang menyebabkan partikel-partikel fluida bergerak acak saling bercampur dan berinteraksi dan selanjutnya akan terjadi pertukaran energi kalor antar partikel yang bergerak secara acak sehingga meningkatkan perpindahan kalor konveksi serta laju perpindahan kalor

akan meningkat. Berbeda dengan sudut 30° yang memiliki resultan kecepatan terbesar, akan tetapi arah alirannya memiliki sudut yang paling kecil terhadap sumbu *axial* sehingga menyebabkan efek aliran acak yang ditimbulkan tidak bertahan lama. Sedangkan pada sudut 60° resultan kecepatan yang ditimbulkan memiliki angka yang kecil ditambah besar sudut yang cenderung landai menyebabkan aliran yang terbentuk cenderung kurang acak. Pemakaian sudut *static radial fin mixer* 45° menyebabkan peningkatan intensitas turbulensi pada aliran yang akan meningkatkan transfer energi kalor tersebut. Adanya gerakan fluida yang acak ini akan meningkatkan perpindahan kalor secara konveksi di pipa dalam (*inner tube*) sehingga fluida panas akan semakin cepat menggantikan fluida panas yang telah dingin di sekitar permukaan dinding pipa dalam (*inner tube*) dengan fluida panas yang lain, sehingga dihasilkan beda temperatur fluida yang lebih besar.

Sesuai dengan persamaan $q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$ 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. Maka terlihat bahwa pada peletakan *static radial fin mixer* 45° pada debit 800 l/jam memiliki nilai yang paling tinggi, yakni dengan laju perpindahan kalor sebesar 4,47 kW yang kemudian menurun pada debit 900 l/jam dikarenakan kecepatan aliran yang tinggi juga meningkatkan *minor losses* pada *static radial fin mixer* sehingga nilai laju perpindahan kalor keseluruhan akan menurun.

Laju perpindahan kalor tertinggi dihasilkan dari pemasangan *static radial fin mixer* dengan sudut 45° pada aliran fluida panas di dalam *inner tube* alat penukar kalor. Pemasangan *static radial fin mixer* pada alat penukar kalor meningkatkan nilai laju perpindahan kalor maksimum sebesar 68% dari laju perpindahan kalor tanpa pemasangan *static radial fin mixer*.

4.2.2 Hubungan Debit Fluida Panas terhadap *Pressure Drop* pada Variasi Besar

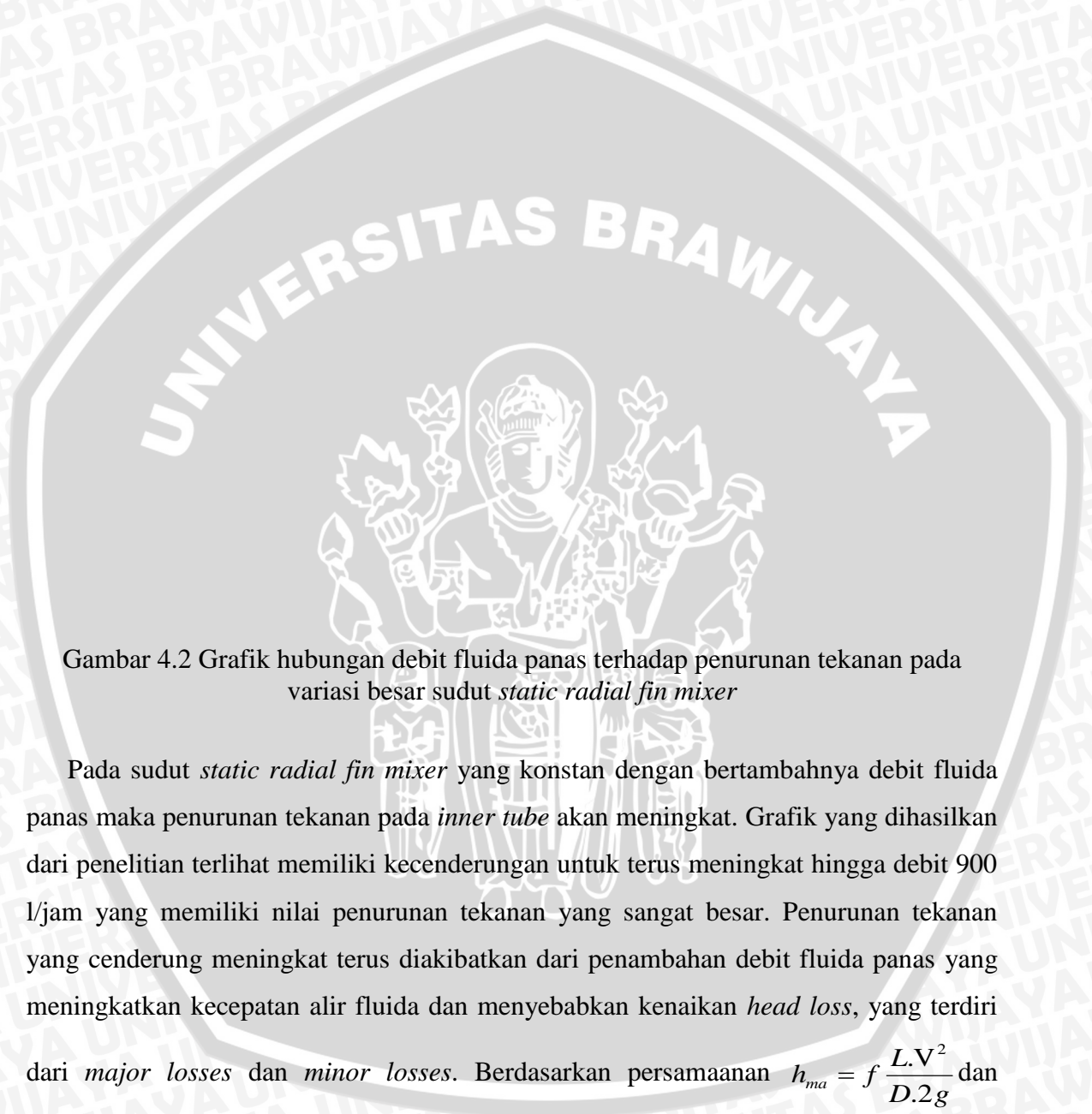
Sudut *Static radial fin mixer*

Hasil perhitungan Hubungan Debit dan *Pressure Drop* pada Sudut yang Berbeda dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.6 Hubungan Debit dan *Pressure Drop* pada Sudut yang Berbeda.

Debit air panas [L/Jam]	Pressure Drop [N/m ²]			
	tanpa radial fin mixer	sudut 30	sudut 45	sudut 60
400	67.52	241.14	173.63	96.46
400	67.52	241.14	173.63	96.46
400	67.52	231.50	173.62	96.46
400	67.52	241.14	173.62	96.45
400	67.52	241.14	173.63	96.45
500	77.16	337.59	250.79	167.83
500	86.81	337.60	250.79	167.83
500	86.81	337.60	250.79	167.83
500	86.81	337.60	250.79	167.83
500	84.40	337.60	250.79	167.83
600	135.04	414.76	434.06	314.45
600	125.39	414.76	434.06	314.45
600	125.39	414.76	434.06	314.45
600	125.39	414.76	434.06	314.45
600	127.80	414.76	414.76	314.45
700	144.68	578.74	578.75	443.71
700	173.62	578.74	578.75	443.71
700	173.62	578.73	559.46	443.71
700	173.62	578.73	559.45	443.70
700	166.38	578.73	559.45	443.70
800	212.20	704.12	626.96	584.53
800	202.56	704.12	626.96	584.53
800	212.20	704.12	626.96	584.53
800	212.20	704.12	626.96	584.53
800	209.79	704.13	626.96	584.53
900	212.20	964.53	771.64	735.00
900	212.20	1012.76	771.64	735.00
900	212.20	1012.76	771.64	735.00
900	212.20	1012.77	771.64	735.00
900	212.20	1012.77	771.64	735.00

Hubungan debit fluida panas terhadap penurunan tekanan pada variasi besar sudut *static radial fin mixer* dijelaskan dalam gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik hubungan debit fluida panas terhadap penurunan tekanan pada variasi besar sudut *static radial fin mixer*

Pada sudut *static radial fin mixer* yang konstan dengan bertambahnya debit fluida panas maka penurunan tekanan pada *inner tube* akan meningkat. Grafik yang dihasilkan dari penelitian terlihat memiliki kecenderungan untuk terus meningkat hingga debit 900 l/jam yang memiliki nilai penurunan tekanan yang sangat besar. Penurunan tekanan yang cenderung meningkat terus diakibatkan dari penambahan debit fluida panas yang meningkatkan kecepatan alir fluida dan menyebabkan kenaikan *head loss*, yang terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. Berdasarkan persamaan $h_{ma} = f \frac{L.V^2}{D.2g}$ dan

$h_{ma} = K \frac{V^2}{2g}$ *major losses* dan *minor losses* berbanding lurus dengan kuadrat kecepatan fluida. Berdasarkan persamaan $\Delta P = \rho.g.h_{total}$ penurunan tekanan berbanding lurus dengan *head losses* dan kecepatan berbanding lurus dengan debit, sehingga penurunan tekanan juga berbanding lurus dengan 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 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 *static radial fin mixer* akan selalu lebih kecil dibanding dengan menggunakan *static radial fin mixer* yang disebabkan oleh *major losses* dan *minor losses*, hal ini terlihat secara signifikan dari persamaan kurva polinomial yang terbentuk.

Pemasangan *static radial fin mixer* pada debit fluida panas yang konstan menunjukkan adanya perbedaan nilai penurunan tekanan. Pada debit fluida panas 900 l/jam, alat penukar kalor dengan besar sudut *static radial fin mixer* 60° memiliki nilai penurunan tekanan yang paling kecil yakni sebesar 735 N/m^2 kemudian pada sudut 45° penurunan tekanan meningkat hingga $771,64 \text{ N/m}^2$. Dan penurunan tekanan terbesar ditunjukkan oleh pemasangan *static radial fin mixer* dengan sudut 30° yakni sebesar $1012,77 \text{ N/m}^2$. Sehingga sudut 60° memiliki nilai penurunan tekanan yang paling kecil dibandingkan dengan pemasangan *static radial fin mixer* 45° dan 30° . Hal ini disebabkan karena luas penampang yang terbentuk dari besar bukaan sudut mempengaruhi besar penurunan tekanan fluida. Semakin kecil luas permukaan maka penurunan tekanan akan semakin meningkat. Hal ini sesuai dengan hukum Bernoulli dimana luas penampang yang kecil akan meningkatkan tekanan, dalam hal ini mengakibatkan selisih penurunan tekanan sepanjang saluran akan meningkat. Sehingga akan merugikan kerja motor dikarenakan kebutuhan beban yang lebih besar. Pada penelitian yang dilakukan besar penurunan tekanan antara sudut *static radial fin mixer* sudut 45° dengan 60° tidak terlalu besar, yakni selisih $36,64 \text{ N/m}^2$

Penurunan tekanan terkecil dari pemasangan *static radial fin mixer* terjadi pada variasi sudut 60° dan kemudian 45° . Pemasangan *static radial fin mixer* pada alat penukar kalor meningkatkan nilai penurunan tekanan maksimal hingga 2,5 kali apabila dibandingkan tanpa *static radial fin mixer*.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa :

1. Variasi sudut *static radial fin mixer* berpengaruh pada peningkatan laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *inner tube* alat penukar kalor.
2. Pemasangan sudut *static radial fin mixer* yang paling optimal dihasilkan pada besar sudut 45° , dengan laju perpindahan kalor maksimal yakni sebesar 4,47 kW pada debit 800 l/jam dan memiliki penurunan tekanan minimal yakni sebesar $173,63 \text{ N/m}^2$ pada debit 400 l/jam.

5.2 Saran

Untuk memperoleh laju perpindahan kalor yang efektif dan penurunan tekanan yang rendah pada alat penukar kalor, perlu dilakukan beberapa hal sebagai berikut :

1. Untuk penelitian lebih lanjut disarankan meneliti tentang jumlah sudu pada *static radial fin mixer*.
2. Penggunaan alat ukur yang akurat dengan rentang suhu yang lebih tinggi terutama pada alat ukur temperatur masuk dan keluar pada alat penukar kalor di sisi *tube* dan *shell* sehingga dapat diketahui karakteristik laju perpindahan kalor pada suhu yang tinggi.

DAFTAR PUSTAKA

- Abu-Mulaweh, Hosni I.; 2003: *Comparison of Heat Transfer Enhancement Methods in Heat Exchangers.*; Fort Wayne, USA.
- 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: 2nd edition*; McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- Eiamsa-ard, Smith. Pethkool, Somsak. Thianpong, Chinaruk. dan Promvonge, P.; 2007: *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in a Double-pipe Heat Exchanger Fitted with a Turbulator.*; Bangkok, Thailand.
- 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*; 3rd edition; Phlogiston Press, Massachusetts.
- <http://www.cs.ualberta.ca/vortex>
- <http://www.en.wikipedia.org>
- <http://www.thermopedia.com>
- <http://www.transmissioncenter.net/DeraleTube>
- <http://www.web.mit.edu>

Lampiran 1 : Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor Tanpa *Static Radial Fin Mixer*

No	Waktu (s)	Debit air dingin (lt/jam)	Suhu air dingin (°C)		ΔT_c (°C)	Debit air panas (lt/jam)	Suhu air panas (°C)		ΔT_h (°C)	Perbedaan ketinggian air (cmH ₂ O)
			Masuk	Keluar			Masuk	Keluar		
1	1	900	26,6	28,3	1,7	400	64,5	61,1	3,4	0,7
	10	900	26,4	28,5	2,1	400	64,5	61,3	3,2	0,7
	20	900	26,5	29,2	2,7	400	64,5	61,3	3,2	0,7
	30	900	26,4	29,3	2,9	400	64,2	61,3	2,9	0,7
	40	900	26,5	29,6	3,1	400	64,2	61	3,2	0,7
2	1	900	27,4	30,5	3,1	500	65,3	62,4	2,9	0,8
	10	900	27,4	30,4	3	500	65,4	62,6	2,8	0,9
	20	900	27,3	30,4	3,1	500	65,5	62,6	2,9	0,9
	30	900	27,3	30,5	3,2	500	65,5	62,6	2,9	0,9
	40	900	27,6	30,7	3,1	500	65,3	62,4	2,9	0,9
3	1	900	27,3	31,5	4,2	600	65,3	62,7	2,6	1,4
	10	900	27,3	31,5	4,2	600	65,1	62,7	2,4	1,3
	20	900	27,3	31,6	4,3	600	65	62,8	2,2	1,3
	30	900	27,2	31,7	4,5	600	65,2	62,7	2,5	1,3
	40	900	27,2	31,7	4,5	600	65,4	62,7	2,7	1,3
4	1	900	27,3	32,2	4,9	700	65,7	63,6	2,1	1,5
	10	900	27,2	31,9	4,7	700	65,6	62,6	3	1,8
	20	900	27,2	31,9	4,7	700	65,4	62,4	3	1,8
	30	900	28	31,8	3,8	700	65,2	62,4	2,8	1,8
	40	900	28	31,7	3,7	700	65,1	62,5	2,6	1,8
5	1	900	27,7	32,4	4,7	800	65,4	62,8	2,6	2,2
	10	900	27,5	31,7	4,2	800	65,5	62,6	2,9	2,1
	20	900	27,5	31,6	4,1	800	65,6	62,5	3,1	2,2
	30	900	27,5	31,6	4,1	800	65,4	62,7	2,7	2,2
	40	900	27,4	31,5	4,1	800	65,3	62,7	2,6	2,2
6	1	900	27,4	33,8	6,4	900	64,8	62,8	2	2,2
	10	900	27,3	32,7	5,4	900	64,7	62,6	2,1	2,2
	20	900	27,2	32,7	5,5	900	64,6	62,8	1,8	2,2
	30	900	27,4	32,6	5,2	900	64,5	62,6	1,9	2,2
	40	900	26,4	31,5	5,1	900	64,4	62,7	1,7	2,2

Lampiran 2: Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor dengan besar sudut *Static Radial*

Fin Mixer 30°

No	Waktu (s)	Debit air dingin (lt/jam)	Suhu air dingin (°C)		ΔT_c (°C)	Debit air panas (lt/jam)	Suhu air panas (°C)		ΔT_h (°C)	Perbedaan ketinggian air (cmH ₂ O)
			Masuk	Keluar			Masuk	Keluar		
1	1	900	27,5	30,5	3	400	64,5	60,4	4,1	2,5
	10	900	27,5	30,5	3	400	64,4	60,3	4,1	2,5
	20	900	28,1	30,4	2,3	400	64,4	60,3	4,1	2,4
	30	900	28,3	30,5	2,2	400	64,5	60,5	4	2,5
	40	900	28,4	31	2,6	400	64,4	60,6	3,8	2,5
2	1	900	28,6	32,3	3,7	500	64,7	61,5	3,2	3,5
	10	900	28,4	31,9	3,5	500	64,8	60,4	4,4	3,5
	20	900	28,2	31,8	3,6	500	64,3	60,3	4	3,5
	30	900	28,3	31,7	3,4	500	64,4	60,3	4,1	3,5
	40	900	28,4	31,4	3	500	64,3	60,4	3,9	3,5
3	1	900	28,4	31,2	2,8	600	65	61,5	3,5	4,3
	10	900	28,5	31,3	2,8	600	65	61,5	3,5	4,3
	20	900	28,5	31,3	2,8	600	65,2	61,5	3,7	4,3
	30	900	28,4	31,4	3	600	65,3	61,4	3,9	4,3
	40	900	28,4	31,3	2,9	600	65,3	61,4	3,9	4,3
4	1	900	27,1	31,5	4,4	700	65,2	60,7	4,5	6
	10	900	27,1	31,4	4,3	700	65,2	60,7	4,5	6
	20	900	27,2	31,4	4,2	700	65,2	60,9	4,3	6
	30	900	27,2	31,5	4,3	700	65,2	61	4,2	6
	40	900	27,2	31,6	4,4	700	65,1	61,2	3,9	6
5	1	900	27,9	32,5	4,6	800	65,7	61,2	4,5	7,3
	10	900	27,9	32,5	4,6	800	65,6	61,4	4,2	7,3
	20	900	27,7	32,5	4,8	800	65,4	61,2	4,2	7,3
	30	900	27,7	32,3	4,6	800	65,4	61,2	4,2	7,3
	40	900	27,7	31,8	4,1	800	64,5	61,4	3,1	7,3
6	1	900	27	30,4	3,4	900	65,9	62,6	3,3	10
	10	900	27,1	31	3,9	900	65,8	62,5	3,3	10,5
	20	900	27,2	30,5	3,3	900	65,7	62,5	3,2	10,5
	30	900	27,4	30,5	3,1	900	65,7	61,9	3,8	10,5
	40	900	27,3	30,7	3,4	900	65,6	61,8	3,8	10,5

Lampiran 3: Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor dengan besar sudut *Static Radial*

Fin Mixer 45°

No	Waktu (s)	Debit air dingin (lt/jam)	Suhu air dingin (°C)		ΔT_c (°C)	Debit air panas (lt/jam)	Suhu air panas (°C)		ΔT_h (°C)	Perbedaan ketinggian air (cmH ₂ O)
			Masuk	Keluar			Masuk	Keluar		
1	1	900	26,5	30,6	4,1	400	64,7	58,6	6,1	1,8
	10	900	26,5	30,4	3,9	400	64,6	58,7	5,9	1,8
	20	900	26,5	30,2	3,7	400	64,5	59	5,5	1,8
	30	900	26,6	29,9	3,3	400	64,5	59	5,5	1,8
	40	900	26,5	29,9	3,4	400	64,5	58,8	5,7	1,8
2	1	900	26,7	30,5	3,8	500	64,6	59	5,6	2,6
	10	900	26,7	30,6	3,9	500	64,5	59,1	5,4	2,6
	20	900	26,7	30,7	4	500	64,5	59,2	5,3	2,6
	30	900	26,6	30,8	4,2	500	64,5	59,3	5,2	2,6
	40	900	26,6	30,7	4,1	500	64,6	59,2	5,4	2,6
3	1	900	26,6	30,2	3,6	600	64,9	59,2	5,7	4,5
	10	900	26,7	30,2	3,5	600	64,9	59,4	5,5	4,5
	20	900	26,6	30,3	3,7	600	65	59,5	5,5	4,5
	30	900	26,5	30,4	3,9	600	65,1	60	5,1	4,5
	40	900	26,5	30,5	4	600	65,2	60,2	5	4,3
4	1	900	27,5	31,7	4,2	700	64,4	59,1	5,3	6
	10	900	27,6	31,6	4	700	64,5	59,1	5,4	6
	20	900	27,5	31,5	4	700	64,3	59,3	5	5,8
	30	900	27,5	31,7	4,2	700	64,2	60,1	4,1	5,8
	40	900	27,4	31,6	4,2	700	64,1	60,1	4	5,8
5	1	900	26,6	30,1	3,5	800	65,9	61,3	4,6	6,5
	10	900	26,5	31,2	4,7	800	65,8	60,9	4,9	6,5
	20	900	26,4	31,2	4,8	800	65,5	60,7	4,8	6,5
	30	900	26,3	31,2	4,9	800	65,6	60,8	4,8	6,5
	40	900	26,4	31,1	4,7	800	65,5	60,7	4,8	6,5
6	1	900	26,6	31,3	4,7	900	65,5	61,3	4,2	8
	10	900	26,7	31,4	4,7	900	65,3	61,5	3,8	8
	20	900	26,6	31,2	4,6	900	65,4	61,6	3,8	8
	30	900	26,4	31,3	4,9	900	65,5	61,8	3,7	8
	40	900	26,4	31,2	4,8	900	65,6	61,7	3,9	8

Lampiran 4: Data hasil pengujian Alat Penukar Kalor dengan besar sudut *Static Radial*
Fin Mixer 60°

No	Waktu (s)	Debit air dingin (lt/jam)	Suhu air dingin (°C)		ΔT_c (°C)	Debit air panas (lt/jam)	Suhu air panas (°C)		ΔT_h (°C)	Perbedaan ketinggian air (cmH ₂ O)
			Masuk	Keluar			Masuk	Keluar		
1	1	900	27,7	30,2	2,5	400	65,5	60,7	4,8	1
	10	900	27,7	30,3	2,6	400	65,4	60,6	4,8	1
	20	900	27,7	30,3	2,6	400	65,5	60,6	4,9	1
	30	900	27,6	30,4	2,8	400	65,6	61,3	4,3	1
	40	900	28	31,4	3,4	400	66	61,5	4,5	1
2	1	900	27,4	31,7	4,3	500	65,2	60,7	4,5	1,74
	10	900	26,9	31	4,1	500	65,3	60,5	4,8	1,74
	20	900	26,8	30,9	4,1	500	65,3	60,5	4,8	1,74
	30	900	26,7	30,7	4	500	65,4	60,5	4,9	1,74
	40	900	26,6	30,6	4	500	65,5	60,4	5,1	1,74
3	1	900	27,4	31,3	3,9	600	64,4	60,4	4	3,26
	10	900	27,2	31,4	4,2	600	64,5	60,3	4,2	3,26
	20	900	27,3	31,4	4,1	600	64,7	60,1	4,6	3,26
	30	900	27,4	31,4	4	600	64,6	60,1	4,5	3,26
	40	900	27,5	31,5	4	600	64,6	60	4,6	3,26
4	1	900	27,4	30,5	3,1	700	64,2	59,8	4,4	4,6
	10	900	27,5	30,6	3,1	700	64,4	59,6	4,8	4,6
	20	900	27,6	31,5	3,9	700	64,5	59,7	4,8	4,6
	30	900	27,5	31,4	3,9	700	64,7	59,7	5	4,6
	40	900	27,6	31,5	3,9	700	64,8	59,8	5	4,6
5	1	900	27,8	31,5	3,7	800	64,5	59,7	4,8	6,06
	10	900	27,6	32,2	4,6	800	64,5	59,7	4,8	6,06
	20	900	27,6	32,3	4,7	800	64,4	60	4,4	6,06
	30	900	27,4	32,4	5	800	64,3	60,1	4,2	6,06
	40	900	27,3	32,5	5,2	800	64,2	60,3	3,9	6,06
6	1	900	27,4	31,5	4,1	900	64,8	60,2	4,6	7,62
	10	900	27,5	32,5	5	900	64,6	60,6	4	7,62
	20	900	27,4	32,6	5,2	900	64,4	60,8	3,6	7,62
	30	900	27,5	32,7	5,2	900	64,5	61	3,5	7,62
	40	900	27,4	32,8	5,4	900	64,4	61,2	3,2	7,62

Lampiran 5 : Data Hasil Perhitungan Laju Perpindahan Kalor Variasi Besar Sudut *Static Radial Fin Mixer*.

	tanpa turbulator	30°	45°	60°
Debit air panas (Liter/jam)	Q (KW)	Q (KW)	Q (KW)	Q (KW)
400	1,55	1,87	2,78	2,19
400	1,46	1,87	2,69	2,19
400	1,46	1,87	2,51	2,24
400	1,32	1,83	2,51	1,96
400	1,46	1,73	2,60	2,05
500	1,65	1,82	3,18	2,55
500	1,59	2,50	3,06	2,72
500	1,65	2,27	3,01	2,72
500	1,65	2,33	2,95	2,78
500	1,65	2,21	3,06	2,89
600	1,77	2,39	3,89	2,73
600	1,64	2,39	3,75	2,87
600	1,50	2,53	3,75	3,14
600	1,71	2,66	3,48	3,07
600	1,84	2,66	3,41	3,14
700	1,68	3,59	4,23	3,51
700	2,39	3,59	4,31	3,83
700	2,39	3,43	3,99	3,83
700	2,23	3,35	3,27	3,99
700	2,07	3,11	3,19	3,99
800	2,37	4,11	4,20	4,38
800	2,65	3,83	4,47	4,38
800	2,83	3,83	4,38	4,02
800	2,46	3,83	4,38	3,83
800	2,37	2,83	4,38	3,56
900	2,06	3,39	4,32	4,73
900	2,16	3,39	3,91	4,11
900	1,85	3,29	3,91	3,70
900	1,95	3,91	3,80	3,60
900	1,75	3,91	4,01	3,29

Lampiran 6 : Data Hasil Perhitungan Penurunan Tekanan Variasi Besar Sudut *Static Radial Fin Mixer*.

Debit air panas (Liter/Jam)	Pressure Drop			
	tanpa radial fin mixer	sudut 30	sudut 45	sudut 60
400	67,52	241,14	173,63	96,46
400	67,52	241,14	173,63	96,46
400	67,52	231,50	173,62	96,46
400	67,52	241,14	173,62	96,45
400	67,52	241,14	173,63	96,45
500	77,16	337,59	250,79	167,83
500	86,81	337,60	250,79	167,83
500	86,81	337,60	250,79	167,83
500	86,81	337,60	250,79	167,83
500	84,40	337,60	250,79	167,83
600	135,04	414,76	434,06	314,45
600	125,39	414,76	434,06	314,45
600	125,39	414,76	434,06	314,45
600	125,39	414,76	434,06	314,45
600	127,80	414,76	414,76	314,45
700	144,68	578,74	578,75	443,71
700	173,62	578,74	578,75	443,71
700	173,62	578,73	559,46	443,71
700	173,62	578,73	559,45	443,70
700	166,38	578,73	559,45	443,70
800	212,20	704,12	626,96	584,53
800	202,56	704,12	626,96	584,53
800	212,20	704,12	626,96	584,53
800	212,20	704,12	626,96	584,53
800	209,79	704,13	626,96	584,53
900	212,20	964,53	771,64	735,00
900	212,20	1012,76	771,64	735,00
900	212,20	1012,76	771,64	735,00
900	212,20	1012,77	771,64	735,00
900	212,20	1012,77	771,64	735,00

Lampiran 7 : Tabel nilai distribusi F

Baris Batas : 5%

Baris Bawah : 1%

$v_2 = dk$ penyebut	$v_1 = dk$ pembilang																										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	20	24	30	40	50	75	100	200	500	∞			
36	4.11	3.26	2.80	2.63	2.48	2.36	2.28	2.21	2.15	2.10	2.08	2.03	1.89	1.93	1.87	1.82	1.78	1.72	1.69	1.65	1.62	1.59	1.56	1.55	1.54	1.53	
38	7.39	5.25	4.38	3.88	3.60	3.35	3.18	3.04	2.94	2.86	2.78	2.72	2.62	2.54	2.43	2.35	2.26	2.17	2.12	2.04	2.00	1.94	1.90	1.87	1.84	1.84	
40	4.08	3.23	2.84	2.61	2.45	2.34	2.25	2.18	2.12	2.07	2.04	2.00	1.95	1.90	1.84	1.79	1.74	1.69	1.66	1.61	1.59	1.55	1.53	1.51	1.51	1.51	
42	7.67	5.15	4.28	3.80	3.49	3.26	3.10	2.98	2.86	2.77	2.70	2.61	2.54	2.46	2.35	2.25	2.17	2.08	2.02	1.94	1.91	1.85	1.80	1.78	1.78	1.78	
44	4.06	3.21	2.82	2.58	2.43	2.31	2.23	2.16	2.10	2.05	2.01	1.98	1.92	1.88	1.81	1.76	1.72	1.66	1.63	1.58	1.56	1.52	1.50	1.48	1.48	1.48	
46	7.21	5.10	4.24	3.76	3.44	3.22	3.05	2.92	2.82	2.73	2.66	2.60	2.50	2.42	2.30	2.22	2.13	2.04	1.98	1.90	1.86	1.80	1.76	1.74	1.74	1.74	
48	4.04	3.19	2.80	2.56	2.41	2.30	2.21	2.14	2.08	2.03	1.99	1.96	1.90	1.86	1.79	1.74	1.70	1.64	1.61	1.56	1.53	1.50	1.47	1.45	1.45	1.45	
50	7.17	5.08	4.20	3.72	3.41	3.18	3.02	2.88	2.78	2.70	2.62	2.56	2.46	2.39	2.28	2.18	2.10	2.00	1.91	1.86	1.82	1.76	1.71	1.68	1.68	1.68	
55	4.03	3.18	2.79	2.56	2.40	2.29	2.20	2.13	2.07	2.02	1.98	1.95	1.90	1.85	1.78	1.71	1.69	1.63	1.60	1.55	1.52	1.48	1.46	1.44	1.44	1.44	
60	7.12	5.01	4.13	3.66	3.35	3.12	2.96	2.83	2.73	2.66	2.59	2.53	2.43	2.35	2.23	2.15	2.00	1.96	1.90	1.82	1.78	1.71	1.66	1.61	1.61	1.61	
65	4.00	3.15	2.76	2.52	2.37	2.23	2.17	2.10	2.01	1.99	1.95	1.92	1.86	1.81	1.75	1.70	1.63	1.59	1.56	1.50	1.48	1.44	1.41	1.39	1.39	1.39	
70	7.08	4.98	4.10	3.63	3.31	3.12	2.95	2.82	2.72	2.63	2.56	2.50	2.40	2.32	2.20	2.12	2.03	1.93	1.87	1.79	1.71	1.68	1.63	1.60	1.60	1.60	
75	3.99	3.14	2.75	2.51	2.36	2.24	2.15	2.08	2.02	1.98	1.94	1.90	1.85	1.80	1.74	1.68	1.63	1.57	1.54	1.49	1.46	1.42	1.39	1.37	1.37	1.37	
80	7.04	4.95	4.07	3.60	3.29	3.09	2.93	2.79	2.70	2.61	2.54	2.47	2.37	2.30	2.18	2.09	2.00	1.90	1.84	1.76	1.71	1.64	1.60	1.57	1.57	1.57	
100	3.98	3.13	2.74	2.50	2.35	2.22	2.14	2.07	2.01	1.97	1.93	1.89	1.84	1.79	1.72	1.67	1.62	1.56	1.54	1.47	1.45	1.40	1.37	1.35	1.35	1.35	
125	7.01	4.92	4.04	3.57	3.26	3.04	2.87	2.74	2.61	2.55	2.48	2.44	2.32	2.24	2.14	2.03	1.94	1.84	1.78	1.70	1.65	1.57	1.52	1.49	1.49	1.49	
150	3.96	3.11	2.72	2.48	2.33	2.21	2.12	2.05	1.99	1.95	1.91	1.88	1.82	1.77	1.70	1.65	1.60	1.54	1.51	1.45	1.42	1.38	1.35	1.32	1.32	1.32	
200	7.00	4.91	4.03	3.56	3.25	3.03	2.86	2.73	2.60	2.54	2.47	2.43	2.31	2.23	2.13	2.02	1.93	1.83	1.77	1.69	1.64	1.56	1.51	1.48	1.48	1.48	
400	3.94	3.09	2.70	2.46	2.30	2.19	2.10	2.03	1.97	1.92	1.88	1.85	1.79	1.75	1.68	1.63	1.57	1.51	1.48	1.42	1.39	1.34	1.30	1.28	1.28	1.28	
	6.90	4.82	3.94	3.47	3.17	2.95	2.79	2.66	2.56	2.47	2.40	2.33	2.23	2.15	2.03	1.94	1.85	1.75	1.68	1.59	1.54	1.48	1.43	1.40	1.40	1.40	
	3.91	3.06	2.67	2.43	2.27	2.16	2.07	2.00	1.94	1.89	1.85	1.82	1.76	1.71	1.64	1.59	1.54	1.47	1.44	1.37	1.34	1.29	1.25	1.22	1.22	1.22	
	6.81	4.75	3.87	3.40	3.13	2.92	2.76	2.62	2.53	2.44	2.37	2.30	2.20	2.12	2.00	1.94	1.82	1.72	1.66	1.58	1.51	1.43	1.37	1.33	1.33	1.33	
	3.89	3.04	2.65	2.41	2.25	2.14	2.05	1.98	1.92	1.87	1.83	1.80	1.74	1.69	1.62	1.57	1.52	1.45	1.42	1.35	1.32	1.28	1.22	1.22	1.22	1.22	
	6.76	4.74	3.86	3.39	3.11	2.90	2.73	2.60	2.50	2.44	2.34	2.28	2.17	2.09	1.97	1.88	1.79	1.69	1.62	1.53	1.48	1.39	1.33	1.28	1.28	1.28	
	3.86	3.02	2.62	2.39	2.23	2.12	2.03	1.96	1.90	1.85	1.81	1.78	1.72	1.67	1.60	1.54	1.49	1.42	1.38	1.32	1.28	1.22	1.16	1.13	1.13	1.13	
	6.70	4.66	3.83	3.36	3.08	2.85	2.69	2.55	2.46	2.37	2.29	2.23	2.12	2.04	1.92	1.84	1.74	1.64	1.57	1.47	1.42	1.32	1.24	1.22	1.22	1.22	

Lampiran 8

➤ Tabel properties of saturated water

TABLE A-9

Properties of saturated water

Temp., T °C	Saturation Pressure, P _{sat} kPa	Density, ρ kg/m ³		Enthalpy of Vapori- zation, h _{fg} kJ/kg	Specific Heat, C _p 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 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6412	750.8	33.15	1544	5230	4835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22,090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Note 1: Kinematic viscosity ν and thermal diffusivity α can be calculated from their definitions, $\nu = \mu/\rho$ and $\alpha = k/\rho C_p = \nu/\text{Pr}$. 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 9

➤ Tabel *properties of solid metals*

858
APPENDIX 1

TABLE A-3

Properties of solid metals

Composition	Melting Point, K	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/C_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	C_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1000
Aluminum:											
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		
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1114	2191	2604	2823	3018
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1463	1892	2160	2338
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
Copper:											
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		
							785	160	545		
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Gold	1336	19,300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridium	2720	22,500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Iron:											
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
Carbon steels:											
Plain carbon (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7850	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1169