

**PENGARUH PENAMBAHAN *INNER-HELICAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE PADA AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh :

**SANTI ROHMATILLAH
NIM. 0510620091-62**

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

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH PENAMBAHAN *INNER-HELICAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE PADA AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

SANTI ROHMATILLAH
NIM. 0510620091-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

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

Ir. Saifuddin Baedowie
NIP. 19460703 197009 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH PENAMBAHAN *INNER-HELICAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE PADA AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

SANTI ROHMATILAH
NIM. 0510620091-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 02 Februari 2010

Skripsi 1

Skripsi 2

Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng.
NIP. 19710310 199802 1 001

Ir. Tjuk Oerbandono, M.Sc.
NIP. 19670923 199303 1 002

Komprehensif

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

Mengetahui,
Ketua Jurusan Teknik Mesin

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

KATA PENGANTAR

Dengan mengucap puji syukur kehadirat Allah SWT atas segala limpahan nikmat, rahmat, hidayah dan karunia yang telah diberikan, serta sholawat dan salam penulis tujukan kepada Nabi Besar Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **“Pengaruh Penambahan *Inner-helical Fin* Terhadap *Characteristic of Performance* Pada Air Heater“**

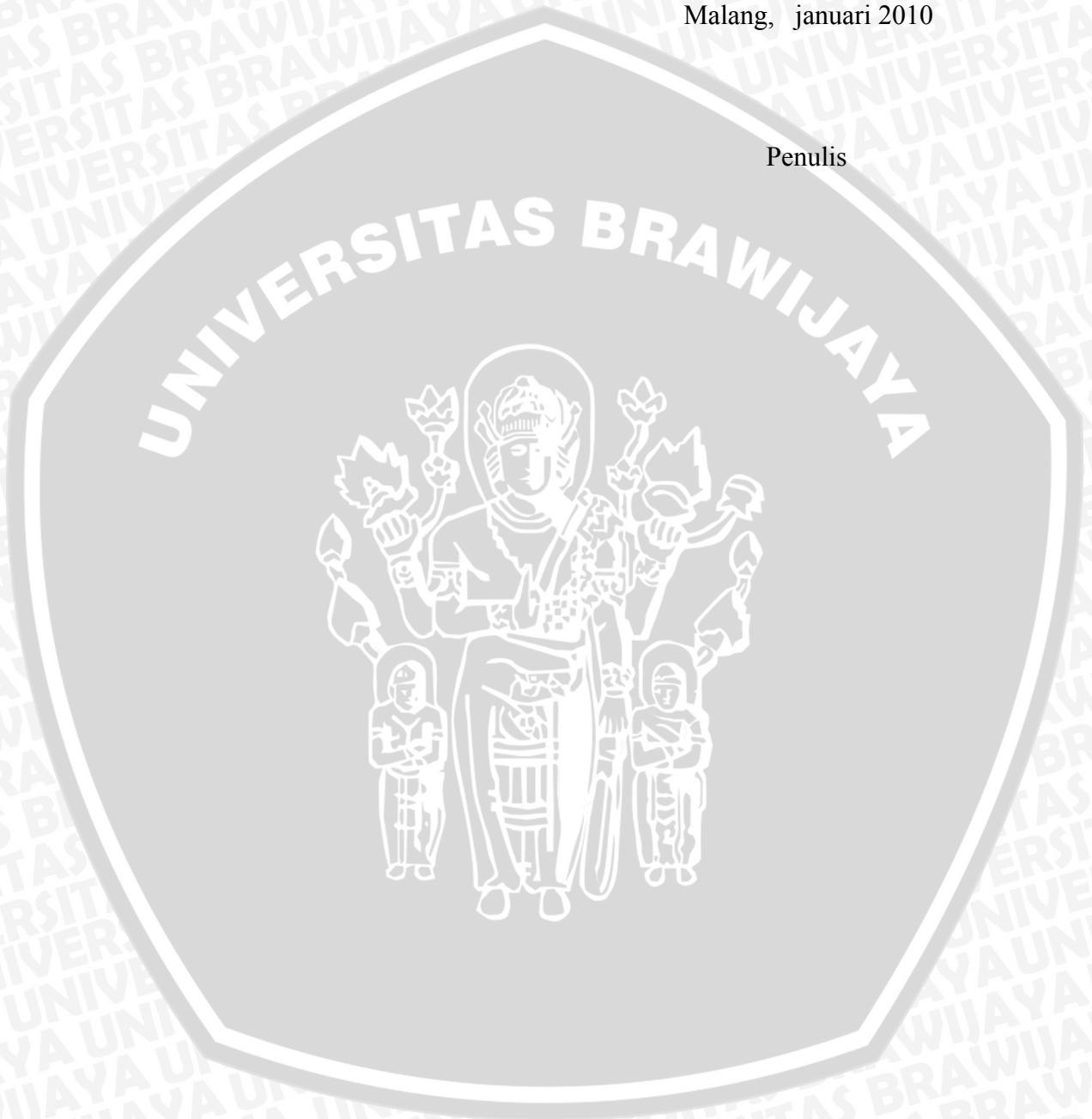
Penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada semua pihak yang selama ini, baik secara langsung maupun tidak langsung telah banyak membantu penulis hingga skripsi ini dapat terselesaikan dengan baik, ucapan khusus penulis berikan kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin sekaligus selaku Dosen Pembimbing I yang telah banyak memberikan masukan, pengetahuan dan telah banyak meluangkan waktu untuk berdiskusi dengan penulis selama penyusunan skripsi ini.
2. Bapak Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng., Dr.Eng. selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin
3. Bapak Ir. Saifuddin Baedowie, selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak memberikan arahan, masukan dan berdiskusi bersama serta meluangkan waktunya untuk membimbing penulis dalam menyelesaikan skripsi ini.
4. Seluruh Dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin, Seluruh Staf Administrasi Jurusan Teknik Mesin serta Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
5. Orang Tua serta Keluarga, Bapak Achmad Said dan Ibu Tuti Rukiah, Kakakku Yayan, Adikku Andi dan Yudith, yang telah memberikan doa, nasehat dan dukungan demi kesuksesan penulis.
6. Teman seperjuangan dalam penelitian, Siti Alifah dan Rizki Berka yang telah membantu penulis.
7. Firdaus Nur Dwi F. yang telah memberikan semangat dan doa untuk penulis.
8. Teman-teman asisten selama di Laboratorium Motor Bakar, Mas Galih, Mas Azis, Mas Imam, Mas Huda, Faried, Baladraf, Husein, Berka, Sunanto, Agung, Ulem, Putra dan Mas Eko.
9. Seluruh teman-teman M'05, khususnya Angi, Alif, Jeki, Bernice, Dyta, Mbak Lay, Wida dan Mbak Ray.
10. Semua pihak yang telah banyak membantu penulis selama ini, yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa ilmu yang dimiliki masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun demi kesempurnaan skripsi ini, semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua.

Malang, Januari 2010

Penulis



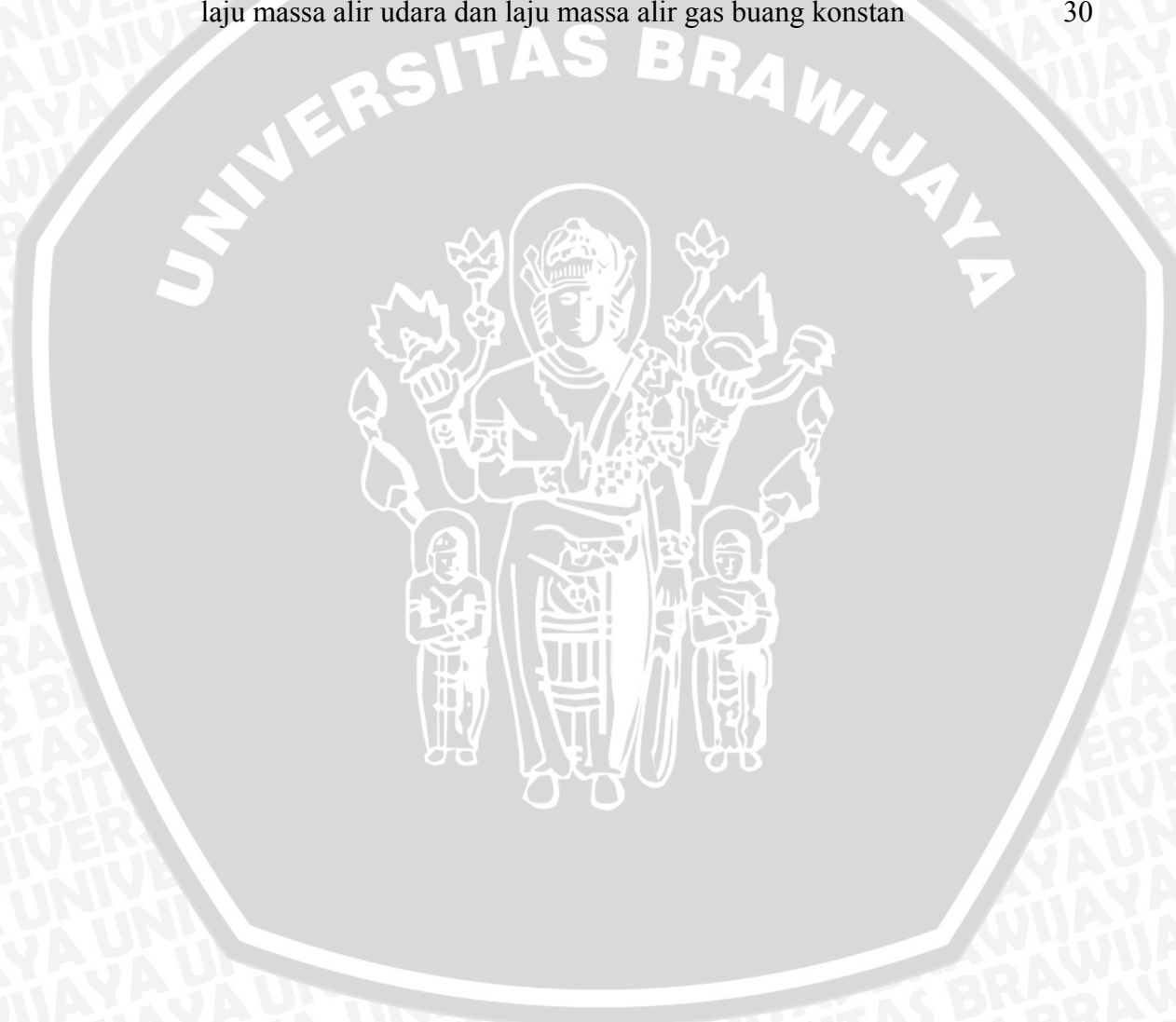
DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR LAMPIRAN	viii
DAFTAR SIMBOL	ix
RINGKASAN	x
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	4
2.2 Energi Kalor.....	5
2.2.1 Energi Kalor yang Terbawa Gas Buang.....	5
2.3 Perpindahan Kalor.....	6
2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi.....	6
2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi.....	7
2.4 Analisa Aliran.....	8
2.4.1 Aliran Laminar.....	8
2.4.2 Aliran Turbulen.....	9
2.4.3 Aliran <i>Vortex</i>	9
2.4.6 Angka <i>Prandtl</i> (Pr).....	11
2.4.7 Angka <i>Reynold</i> (Re).....	11
2.4.8 Angka <i>Nusselt</i> (Nu).....	12
2.5 <i>Heat exchanger</i>	13
2.5.1 <i>Concentric Double Tube Heat Exchanger</i>	14
2.5.2 <i>Counter Flow Heat Exchanger</i>	14

2.6	<i>Fin</i>	15
2.6.1	<i>Inner-helical Fin</i>	16
2.7	Analisa Pada <i>Heat Exchanger</i>	16
2.7.1	Metode <i>log mean temperature difference (LMTD)</i>	18
2.7.2	NTU-Efektivitas.....	19
2.8	Penurunan Tekanan.....	20
2.8.1	<i>Head Losses</i>	21
2.9	Hipotesis	22
BAB III METODE PENELITIAN		
3.1	Metode Penelitian	23
3.2	Variabel Penelitian.....	23
3.3	Alat-alat Penelitian.....	24
3.4.1	Alat Utama	24
3.4.2	Peralatan Bantu Pengujian.....	25
3.4	Tempat dan Waktu Penelitian.....	27
3.5	Prosedur Penelitian	27
3.6	Diagram Alir Penelitian.....	28
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN		
4.1	Analisis Data.....	29
4.1.1	Data Hasil Pengujian.....	29
4.1.2	Contoh Perhitungan.....	31
4.2	Pembahasan	37
4.2.1	Hubungan antara Laju Massa Alir dengan Laju Perpindahan Kalor.....	37
4.2.2	Hubungan antara Laju Massa Alir dengan Penurunan Tekanan (<i>pressure drop</i>).....	41
4.2.3	Hubungan antara Laju Massa Alir dengan Efektivitas Thermal.....	44
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		
5.1	Kesimpulan.....	48
5.2	Saran.....	48
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR TABEL

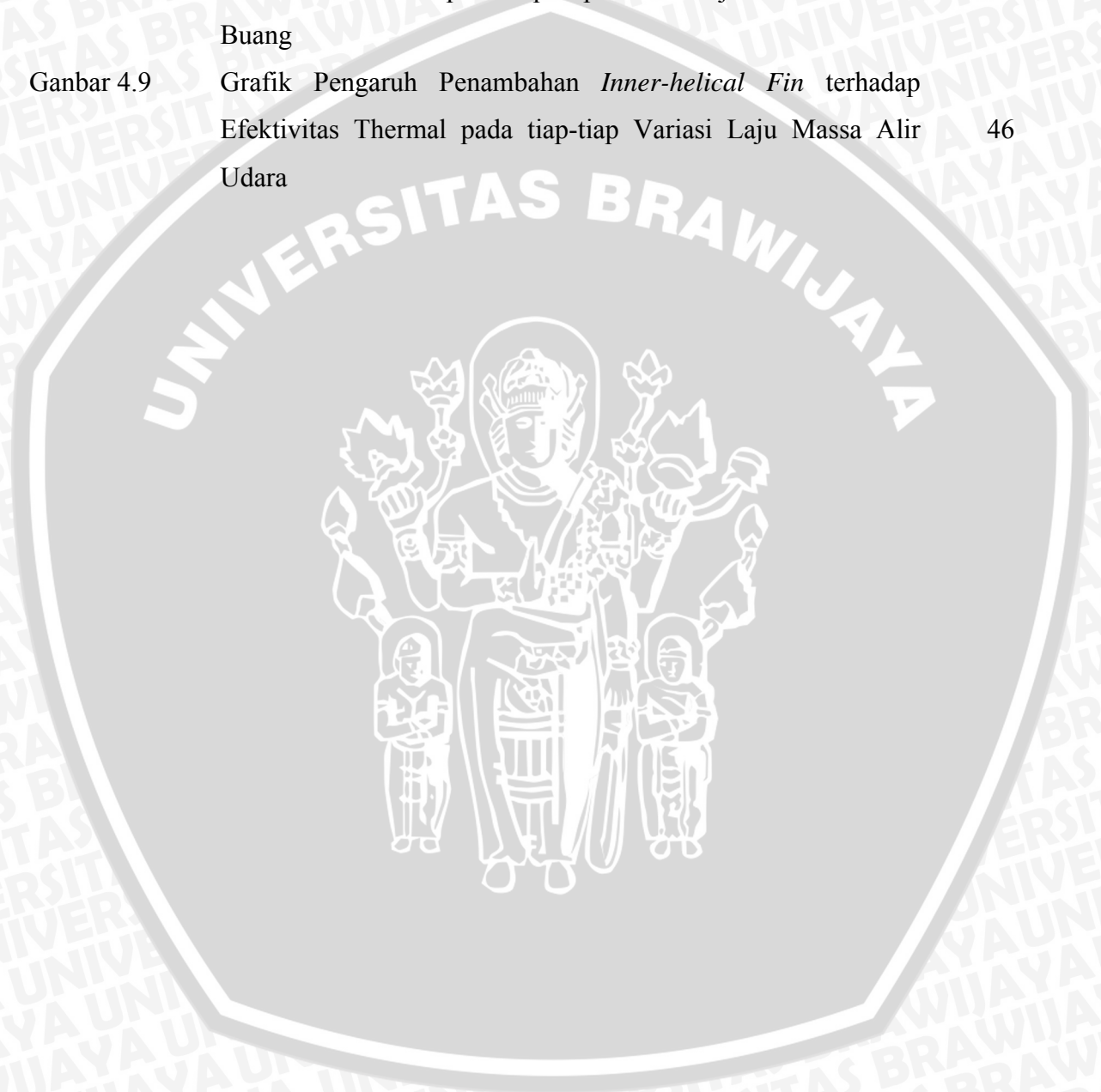
No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1	Data hasil pengujian tanpa penambahan <i>inner-helical fin</i> variasi laju massa alir gas buang dan laju massa alir udara konstan	29
Tabel 4.2	Data hasil pengujian tanpa penambahan <i>inner-helical fin</i> variasi laju massa alir udara dan laju massa alir gas buang konstan	29
Tabel 4.3	Data hasil pengujian dengan penambahan <i>inner-helical fin</i> variasi laju massa alir gas buang dan laju massa alir udara konstan	30
Tabel 4.4	Data hasil pengujian dengan penambahan <i>inner-helical fin</i> variasi laju massa alir udara dan laju massa alir gas buang konstan	30



DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Pengaruh Tinggi <i>Spiral Fin</i> terhadap Unjuk Kerja <i>Heat Exchanger</i>	4
Gambar 2.2	Transfer energi kalor pada sistem dengan <i>control volume</i>	5
Gambar 2.3	Perpindahan kalor konduksi	6
Gambar 2.4	Perpindahan kalor konveksi dari suatu permukaan panas yang ditiupkan udara dingin	7
Gambar 2.5	Aliran laminar	8
Gambar 2.6	Aliran turbulen	9
Gambar 2.7	Geometri <i>vortex</i> menurut besar bilangan <i>Reynolds</i>	10
Gambar 2.8	<i>Concentric double tube heat exchanger</i>	14
Gambar 2.9	<i>Counter flow heat exchanger</i>	14
Gambar 2.10	Distribusi temperatur pada <i>counter flow heat exchanger</i>	15
Gambar 2.11	Bentuk-bentuk <i>fins</i> : A. <i>Longitudinal Fins</i> B. <i>Transverse Fins</i> C. <i>Discontinous Fins</i> D. <i>Pegs or Studs</i> E. <i>Spines</i>	15
Gambar 2.12	Hambatan <i>thermal</i> pada <i>concentric double tube heat exchanger</i>	17
Gambar 2.13	Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada <i>counter flow heat exchanger</i>	19
Gambar 3.1	Susunan instalasi penelitian	24
Gambar 3.2	<i>Inner-helical fin</i>	25
Gambar 3.3	Diagram alir penelitian	28
Gambar 4.1	<i>Air Heater</i> tanpa <i>Inner-helical Fin</i>	30
Gambar 4.2	<i>Air Heater</i> dengan <i>Inner-helical Fin</i>	31
Gambar 4.3	Potongan Melintang <i>Inner tube</i> dengan <i>Helical Fin</i>	33
Gambar 4.4	Grafik Pengaruh Penambahan <i>Inner-helical Fin</i> terhadap Laju Perpindahan Kalor pada tiap-tiap Variasi Laju Massa Alir Gas Buang	38
Gambar 4.5	Grafik Pengaruh Penambahan <i>Inner-helical Fin</i> terhadap Laju Perpindahan Kalor pada tiap-tiap Variasi Laju Massa Alir Udara	39
Gambar 4.6	Grafik Pengaruh Penambahan <i>Inner-helical Fin</i> terhadap	

	<i>Pressure Drop</i> pada tiap-tiap Variasi Laju Massa Alir Gas Buang	42
Gambar 4.7	Grafik Pengaruh Penambahan <i>Inner-helical Fin</i> terhadap <i>Pressure Drop</i> pada tiap-tiap Variasi Laju Massa Alir Udara	43
Gambar 4.8	Grafik Pengaruh Penambahan <i>Inner-helical Fin</i> terhadap Efektivitas Thermal pada tiap-tiap Variasi Laju Massa Alir Gas Buang	45
Gambar 4.9	Grafik Pengaruh Penambahan <i>Inner-helical Fin</i> terhadap Efektivitas Thermal pada tiap-tiap Variasi Laju Massa Alir Udara	46



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1.	Data Hasil Perhitungan <i>Air Heater</i> tanpa Penambahan <i>Inner-Helical Fin</i> variasi Laju Massa Alir Gas Buang
Lampiran 2.	Data Hasil Perhitungan <i>Air Heater</i> tanpa Penambahan <i>Inner-Helical Fin</i> variasi Laju Massa Alir Udara
Lampiran 3.	Data Hasil Perhitungan <i>Air Heater</i> dengan Penambahan <i>Inner-Helical Fin</i> variasi Laju Massa Alir Gas Buang
Lampiran 4.	Data Hasil Perhitungan <i>Air Heater</i> dengan Penambahan <i>Inner-Helical Fin</i> variasi Laju Massa Alir Udara
Lampiran 5.	Tabel Sifat-sifat Udara (<i>Air</i>)
Lampiran 6.	Tabel Sifat-Sifat Logam
Lampiran 7.	Alat-alat Penelitian
Lampiran 8.	Surat Keterangan Telah Melakukan Penelitian di Lab. Motor Bakar, Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya



DAFTAR SIMBOL

Besaran dasar	Satuan dan Singkatannya	Simbol
Daya	Watt atau W	P
Difusivitas thermal fluida	Meter kuadrat per detik atau m^2/s	α
Efektivitas thermal	Persentase atau (%)	ε
Gaya	Newton atau N	F
Geometri benda	Meter atau m	δ
Kerja, Banyaknya panas	Joule atau J	q
Kalor spesifik	Joule per kilogram derajat celcius atau $J/kg^{\circ}C$	c_p
Koefisien perpindahan kalor	Watt per meter kuadrat derajat celcius atau $W/m^2^{\circ}C$	h
Konduktivitas thermal material	Watt per meter derajat celcius atau $W/m^{\circ}C$	k
Laju massa alir	Kilogram per detik atau kg/s	\dot{m}
Laju energi kalor	Watt atau W	\dot{Q}
Massa	Kilogram atau kg	M
Massa jenis	Kilogram per meter kubik atau kg/m^3	ρ
Panjang	Meter atau m	l
Tahanan thermal	Derajat celcius per watt atau $^{\circ}C/W$	R
Tekanan	Pascal atau Pa	p
Temperatur dalam celcius	Derajat celcius atau $^{\circ}C$	T
Viskositas dinamik fluida	Kilogram per meter sekon atau $kg/m.s$	μ
Viskositas kinematik	Meter kuadrat per detik atau m^2/s	ν

RINGKASAN

Santi Rohmatillah, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Januari 2010, *Pengaruh Penambahan Inner-helical Fin terhadap Characteristic of Performance pada Air Heater*. Dosen Pembimbing : Slamet Wahyudi dan Saifuddin Baedowie.

Hampir semua peralatan pembangkit di industri mengeluarkan gas buang, yang mana dalam gas buang yang terbuang percuma ke atmosfer tersebut masih mengandung energi panas yang cukup tinggi. Panas tersebut dapat dimanfaatkan untuk pemanas udara (*air heater*), sehingga efisiensi peralatan industri dapat meningkat. Penambahan *inner-helical fin* pada *counter flow heat exchanger* yang digunakan untuk mengubah arah orientasi aliran gas buang pada pipa bagian dalam menjadi berpusar dan menyusuri penampang *inner-helical fin* sehingga akan terdapat olakan-olakan fluida dan merubah arah aliran menjadi acak (turbulen). Selain itu, penambahan *inner-helical fin* akan memperluas permukaan alat penukar kalor sehingga dapat meningkatkan laju perpindahan kalor.

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental. Jenis penelitian ini digunakan untuk menguji pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada alat penukar kalor dengan menggunakan udara sebagai fluida kerjanya. Pengambilan data temperatur dilakukan dengan menggunakan *thermocouple* yang dihubungkan dengan *digital thermometer*. Sedangkan besarnya penurunan tekanan fluida didapatkan dari hasil pembacaan beda ketinggian permukaan air pada manometer yang dipasang pada sisi masuk dan keluar dari sistem.

Hasil penelitian dengan penambahan *inner-helical fin*, besarnya laju perpindahan kalor, *pressure drop*, dan efektivitas thermal *air heater* bertambah. Laju perpindahan kalor tertinggi terjadi pada *air heater* dengan penambahan *inner-helical fin* pada laju massa alir gas buang 49 kg/jam dan laju massa alir udara 49kg/jam sebesar 2967,048kJ/jam atau 28% jika dibandingkan tanpa *inner-helical fin*, begitu juga efektivitas tertinggi terjadi pada laju massa alir yang sama yaitu sebesar 32,0267% atau meningkat 44,84% dari *air heater* tanpa *inner-helical fin* . Serta *pressure drop* terjadi paling besar pada *air heater* dengan penambahan *inner-helical fin* pada laju massa alir gas buang 49kg/jam dan laju massa alir udara 49kg/jam sebesar 312,2468Pa atau meningkat 81,25% dari *air heater* tanpa *inner-helical fin*.

Kata kunci : *inner-helical fin*, *air heater*, laju perpindahan kalor, *pressure drop*, efektivitas thermal

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Semakin meningkatnya kegiatan industri menyebabkan kebutuhan energi yang meningkat pula, sehingga energi harus digunakan dengan hemat. Pada umumnya kegiatan industri mempunyai dua permasalahan yang utama, pertama efisiensinya rendah dan yang kedua mengeluarkan gas buang. Penurunan efisiensi ini disebabkan karena banyaknya panas yang terkandung dalam gas buang pada instalasi pembangkit di industri yang terbuang secara percuma ke atmosfer. Untuk memanfaatkan panas pada gas buang menjadi pemanas atau pendingin dapat digunakan *heat exchanger*, sehingga pencemaran thermal bisa dikurangi dan efisiensinya juga meningkat. *Heat exchanger* yang menggunakan udara sebagai fluida kerjanya adalah *air heater*, dimana udara yang telah dipanaskan dapat dimanfaatkan untuk penghangat ruangan, pengering bahan bakar padat, pengering gabah, dan sebagainya.

Karena semakin banyaknya peralatan industri yang menggunakan *air heater*, maka diperlukan suatu pertimbangan dalam peningkatan laju perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin ataupun sebaliknya. Dimana peningkatan laju perpindahan kalor dapat dilakukan antara lain dengan meningkatkan laju perpindahan kalor konveksi, meningkatkan luas permukaan alat penukar kalor, dan memperbesar perbedaan suhu. Dalam aplikasinya alat penukar kalor biasanya direncanakan untuk memindahkan kalor sampai suhu yang sudah ditentukan, sehingga usaha yang dapat dilakukan adalah meningkatkan laju perpindahan kalor konveksi dan memperbesar luas permukaan alat penukar kalor.

Besarnya laju perpindahan kalor konveksi dipengaruhi oleh besarnya kecepatan aliran fluida. Semakin cepat aliran fluida, maka angka *Reynold* akan meningkat begitu juga dengan besarnya angka *Nusselt* yang nilainya berbanding lurus dengan besarnya laju perpindahan kalor konveksi.

Dengan ditambahkan *inner-helical fin* pada permukaan alat penukar kalor selain dapat memperluas permukaan alat penukar kalor, juga dapat mempengaruhi pola aliran fluida dan dapat membentuk *vortex*. Dimana *vortex* yang terbentuk dalam saluran akan menyedot fluida yang berada pada lapisan batas yang akibatnya fluida tersebut akan tertarik pada pusat *vortex* dan *boundary*

layer akan semakin tipis serta terkoyak sehingga perpindahan panas semakin besar. Akan tetapi energi *vortex* dan pola aliran tergantung pada kecepatan aliran fluida. Karena kecepatan akan mempengaruhi pencampuran fluida yang akan menyebabkan aliran semakin acak sehingga laju perpindahan panas pada *air heater* akan meningkat pula.

Dengan demikian perlu dilakukan penelitian ilmiah untuk mengetahui pengaruh kecepatan aliran fluida terhadap laju perpindahan kalor pada *air heater* dengan *inner-helical fin* dan *air heater* tanpa *fin* sebagai pembanding.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka dapat diambil suatu rumusan masalah yang akan diteliti yaitu “Bagaimana pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *characteristic of performance* pada *air heater*”

1.3 Batasan Masalah

Untuk menghindari meluasnya pembahasan terhadap permasalahan yang ada, maka diberikan batasan terhadap masalah yang akan diteliti. Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Kondisi aliran fluida diasumsikan *steady state*.
2. Digunakan jenis *double pipe heat exchanger* dengan arah aliran berlawanan atau *counter flow*.
3. Digunakan fluida panas dari gas buang dari motor bensin *stasioner*, serta tidak membahas kandungan gas buang.
4. Fluida pendingin yang digunakan adalah udara yang dihembuskan oleh *blower*.
5. Laju perpindahan kalor yang dianalisa adalah laju perpindahan kalor dari sisi masuk hingga sisi keluar *air heater*, sedangkan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang dianalisa adalah penurunan tekanan pada pipa dalam (*inner tube*) dari sisi masuk hingga sisi keluar *air heater*.
6. *Characteristic of Performance* yang diteliti adalah hubungan laju massa alir fluida terhadap laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan dari *air heater*.
7. Diasumsikan tidak ada perpindahan kalor kelingkungan dan konduktivitas *thermal material* diasumsikan konstan.

8. Penukar kalor yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga ASTM B280 pada bagian dalam (*inner tube*) dan pipa dari bahan besi pada bagian luar (*outer tube*) dengan dimensi tertentu.
9. *Inner-helical fin* terbuat dari bahan besi dengan dimensi tertentu dan disematkan pada pipa bagian dalam (*inner tube*) dari pipa tembaga.
10. Untuk variasi laju massa alir gas buang, laju massa alir udara dijaga konstan pada 49 kg/jam.
11. Untuk variasi laju massa alir udara, laju massa alir gas buang dijaga konstan pada 49 kg/jam.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *Characteristic of Performance* dari *air heater* yaitu meliputi laju massa alir fluida terhadap laju Perpindahan Kalor, *Pressure Drop*, dan Efektivitas *Thermal*.

1.5 Manfaat Penelitian

Dari penelitian ini diharapkan dapat memberikan beberapa manfaat antara lain:

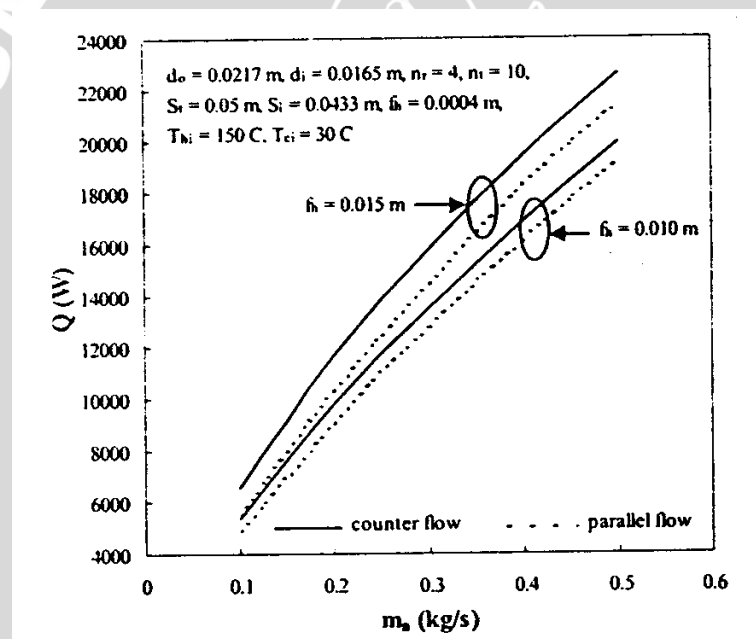
1. Dapat menambah ilmu pengetahuan dan wawasan bagi penulis dan pembaca serta dasar penelitian selanjutnya
2. Dapat dihasilkan alat penukar kalor dengan dimensi yang lebih kecil dengan efektivitas yang tinggi.
3. Memberikan kontribusi terhadap perkembangan ilmu pengetahuan serta dunia industri dalam perencanaan pembuatan alat penukar kalor.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Nuntaphan dan Kiatsiriroat (2007) melakukan penelitian *experimental* tentang pengaruh pemasangan *spiral fin* dalam pipa *thermosyphon* terhadap koefisien perpindahan kalor (h) dan laju perpindahan kalor (\dot{Q}). Nuntaphan dan Kiatsiriroat membandingkan laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor dengan ketinggian *spiral fin* yang berbeda, penelitian ini menggunakan *cross flow heat exchanger* yang mana fluida panas menggunakan air dan fluida dingin udara. Dari penelitian tersebut disimpulkan bahwa semakin tinggi spiral fin, maka laju perpindahan kalor juga semakin meningkat. Hal ini dapat terlihat dari gambar 2.1 di bawah ini :



Gambar 2.1 Pengaruh Tinggi *spiral fin* terhadap Unjuk Kerja *Heat Exchanger*
Sumber : A. Nuntaphan (2007:6)

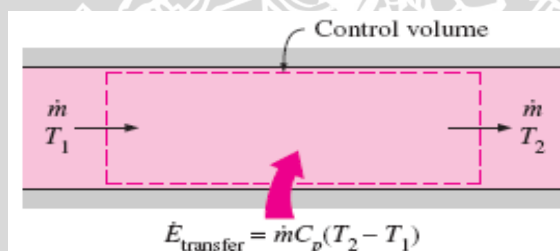
Arifin, Teknik Mesin Universitas Brawijaya (2008) melakukan penelitian terhadap pengaruh variasi diameter kawat *helical turbulator* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada *counterflow heat exchanger*, penelitian dilakukan dengan memvariasikan diameter kawat *helical turbulator* sebesar 0,5mm, 1 mm dan 1,4 mm, alat ini di lekatkan pada dinding tabung bagian dalam (*inner tube*) dari alat penukar kalor yang di aliri oleh air panas. dari hasil penelitian tersebut disimpulkan bahwa dengan adanya *helical turbulator*

menyebabkan laju perpindahan kalor yang terjadi cenderung meningkat dibandingkan dengan tanpa *turbulator*, semakin besar diameter kawat *helical turbulator* yang dipasang maka laju perpindahan kalor akan semakin meningkat. Disamping itu peningkatan *pressure drop* berbanding lurus dengan besar diameter kawat *helical turbulator* dan debit aliran.

2.2 Energi Kalor

Kalor merupakan salah satu bentuk energi yang dapat berpindah dari sistem satu ke sistem yang lain sebagai akibat adanya perbedaan temperatur (Çengel, 2003:2).

Pada fluida yang mengalir *steady* di dalam suatu saluran 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 akan sama dengan perubahan energi yang terdapat pada sistem tersebut, ilustrasi tentang hal ini ditunjukkan pada Gambar 2.2 dibawah ini.



Gambar 2.2 Transfer energi kalor pada sistem dengan *control volume*
Sumber : Çengel (2003:13)

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

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

Dengan : \dot{Q} = Laju energi kalor (W)

\dot{m} = Laju aliran massa fluida (Kg/s)

C_p = Kalor spesifik pada tekanan konstan (J/Kg.°C)

ΔT = Perubahan temperatur (°C)

2.2.1 Laju Kalor yang Terbawa Gas Buang

Pada suatu proses pembakaran akan menghasilkan gas buang yang akan dibuang ke lingkungan. Dalam gas buang tersebut masih terkandung energi

kalor yang ikut terbang. Besarnya panas yang terbang bersama gas buang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{Q}_{eg} = G_g \cdot C_{pg} \cdot (T_{eg} - T_{ud}) \cdot 3600 \text{ [Kcal/jam]}$$

(*handbook gasoline test bench*) (2-2)

Dengan :

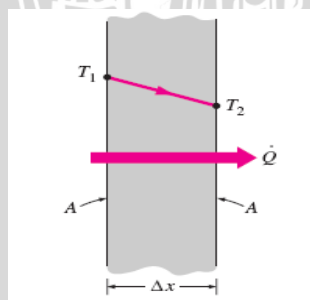
- \dot{Q}_{eg} = Kalor yang terbawa gas buang (Kcal/jam)
- G_g = Debit aliran gas buang (Kg/s)
- C_{pg} = Panas jenis gas buang
- T_{eg} = Temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{ud} = Temperatur udara masuk ($^{\circ}\text{C}$)

2.3 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai *transfer* energi dari suatu sistem ke sistem lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur. Hal ini selalu terjadi dari suatu sistem bersuhu tinggi ke sistem lain yang bersuhu lebih rendah dan akan berhenti setelah kedua sistem mencapai temperatur yang sama.

2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi didefinisikan sebagai suatu perpindahan kalor dimana panas mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke daerah yang bersuhu rendah dalam satu medium atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan atau berinteraksi secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Perpindahan kalor konduksi melalui sebuah dinding dapat dilihat pada Gambar 2.3 di bawah ini.



Gambar 2.3 Perpindahan kalor konduksi

Sumber : Çengel (2003:18)

Laju perpindahan kalor konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822 yaitu besarnya laju perpindahan kalor konduksi proporsioanal terhadap luas permukaan yang dilalui kalor, perbedaan temperatur, dan

konduktivitas *thermal* material, namun berbanding terbalik terhadap ketebalan dari permukaan yang dilalui oleh kalor, sehingga dapat dinyatakan :

$$Q_{\text{cond}} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta x} \quad (\text{Çengel, 2003:18}) \quad (2-3)$$

Dengan : Q_{cond} = Laju perpindahan kalor konduksi (W)

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

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

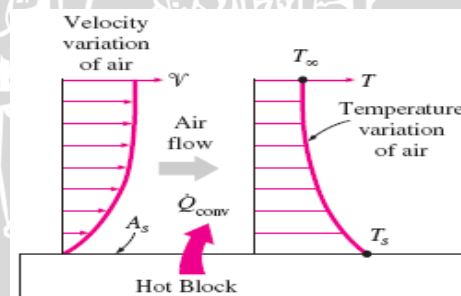
$T_2 - T_1$ = Perbedaan temperatur perm. perpindahan kalor (°C)

Δx = Ketebalan perm. perpindahan kalor pada arah x (m)

Konduktivitas *thermal* merupakan suatu konstanta proporsional yang menyatakan kemampuan suatu material untuk menghantarkan kalor, konduktivitas *thermal* di definisikan sebagai besarnya kalor yang dapat dihantarkan oleh setiap unit tebal dari material per unit area per unit perbedaan temperatur.

2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi adalah suatu mekanisme perpindahan kalor antara permukaan padat dengan fluida cair maupun gas yang bergerak dan melibatkan konduksi serta gerakan dari fluida tersebut. Semakin cepat gerakan fluida maka akan semakin besar laju perpindahan kalor konveksinya. Perpindahan kalor secara konveksi dapat dilihat pada gambar 2.4 di bawah ini.



Gambar 2.4 Perpindahan kalor konveksi dari suatu permukaan panas yang ditiupkan udara dingin

Sumber : Çengel (2003:26)

Perpindahan kalor konveksi akan melibatkan perpindahan massa dari fluida, dengan tidak adanya gerakan fluida maka perpindahan kalor yang terjadi merupakan murni perpindahan kalor konduksi.

Secara umum perpindahan kalor konveksi dapat dibedakan menjadi dua yaitu :

1. Konveksi bebas (*free convection*)

Pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena adanya perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien temperatur, proses ini terjadi secara alamiah sehingga sering disebut konveksi alamiah (*natural convection*).

2. Konveksi paksa (*forced convection*)

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

Besarnya laju perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut:

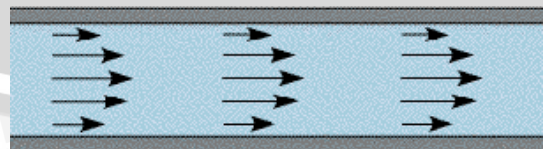
$$Q_{\text{conv}} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (\text{Çengel, 2003:335}) \quad (2-4)$$

- dengan :
- Q_{conv} = Laju perpindahan kalor konveksi (W)
 - h = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
 - A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)
 - T_s = Temperatur permukaan benda ($^\circ\text{C}$)
 - T_∞ = Temperatur fluida sekitar permukaan benda ($^\circ\text{C}$)

2.4 Analisa Aliran

2.4.1 Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran yang bergerak dalam lapisan-lapisan dengan gerakan yang teratur (*highly-ordered motion*), masing-masing partikel fluida bergerak mengikuti lintasan tertentu serta tetap ada dalam masing-masing lapisan dengan urutan yang teratur tanpa saling mendahului sehingga aliran laminar memiliki *streamline* yang tidak saling bercampur, kecepatan fluida dapat berbeda antara *streamline* yang satu dengan yang lain. Aliran laminar dapat dilihat seperti pada Gambar 2.5 berikut ini.



Gambar 2.5 Aliran laminar
Sumber : CREST (2008:1)

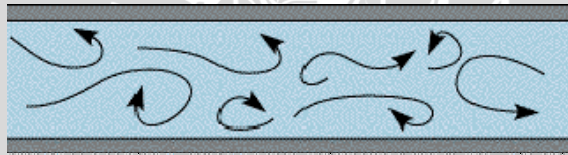
Besar angka *Reynold* untuk aliran laminar adalah :

$$Re < 5 \cdot 10^5 \quad \text{untuk aliran di atas plat (aliran eksternal).} \quad (\text{Çengel, 2003:372})$$

$Re < 2300$ untuk aliran di dalam pipa (aliran internal). (Çengel, 2001:512)

2.4.2 Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang partikel-partikel fluidanya bergerak secara acak (*zig-zag*) dengan sangat cepat (*highly-disordered motion*) dengan kecepatan yang berfluktuasi, pada aliran turbulen mekanisme perpindahan kalor dan momentum dengan cara konduksi molekuler diubah serta dibantu oleh banyak sekali pusaran-pusaran (*eddy*) atau olakan-olakan yang membawa gumpalan-gumpalan makroskopik fluida melintasi garis-garis aliran sehingga tidak terbentuk lapisan-lapisan fluida karena tiap-tiap *streamline* akan saling bercampur, partikel-partikel gumpalan-gumpalan fluida tersebut berperan sebagai pembawa energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel-partikel lain dari fluida tersebut, semakin cepat gerakan fluida tersebut maka akan semakin besar energi yang dapat di-*transfer*. Aliran turbulen dapat dilihat seperti pada Gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2.6 Aliran turbulen
Sumber : CREST (2008:1)

Besar angka *Reynold* untuk aliran turbulen adalah :

$Re > 5 \cdot 10^5$ untuk aliran di atas plat (aliran eksternal). (Çengel, 2003:372)

$Re > 4000$ untuk aliran di dalam pipa (aliran internal).

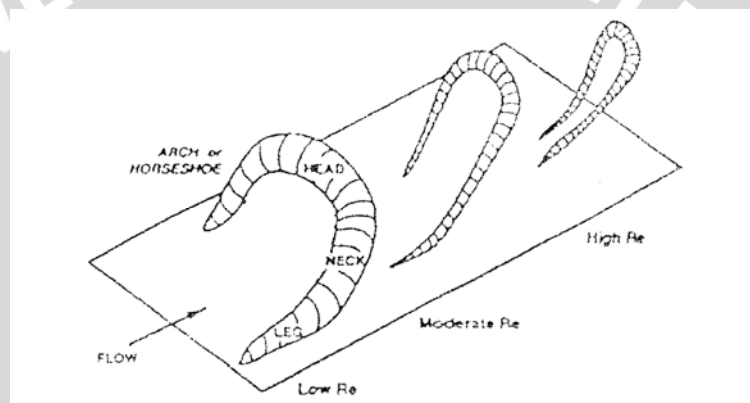
$2300 < Re < 4000$ untuk aliran transisi di dalam pipa. (Çengel, 2001:512)

2.4.3 Aliran Vortex

Vortex merupakan suatu aliran fluida yang berkisar atau berputar (*spinning*), seringkali aliran vortex mempunyai tipe aliran turbulen. Aliran fluida akan berputar dengan cepat (*swirling rapidly*) disekitar pusat pusaran. pada pusat pusaran kecepatan fluida dan banyaknya rotasi dari partikel fluida memiliki nilai yang paling besar dan menurun seiring dengan jarak fluida terhadap pusat pusaran. Partikel fluida bergerak berputar disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu, gradien kecepatan ini akan menyebabkan puntiran (*torsi*). Torsi ini akan menyebabkan terjadinya *vortices* pada fluida tersebut. Menurut proses pembentukannya *vortex* dibagi menjadi 2 macam yaitu *vortex* bebas (*free*

vortex) dan *vortex* paksa (*forced vortex*). *Vortex* bebas terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* tidak melibatkan energi dari luar sumber. Fluida berputar karena gerakan internalnya contohnya yaitu pusaran air disungai dan pusaran di belokan pipa akibat aliran sekunder. *Vortex* paksa terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* melibatkan energi dari luar misalnya fluida diberi torsi atau puntiran dari luar. Contohnya yaitu fluida dalam suatu wadah yang diputar.

Sesungguhnya *vortex* berwujud tiga dimensi dan dapat berubah menurut nilai bilangan *Reynold*. Pada bilangan *Reynold* yang rendah, *vortex* berbentuk seperti tapal kuda dan semakin tinggi harga bilangan *Reynold* maka *vortex* akan semakin meruncing. Bentuk geometri *vortex* menurut besarnya bilangan *Reynold* dapat dilihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Geometri *Vortex* menurut besar bilangan *Reynolds*
Sumber : Pramudibyo, B (2008 : 18)

Berikut adalah propertis dari aliran *vortex*:

- 1) Pada aliran *vortex* tekanan fluida yang paling rendah terdapat pada pusat pusaran yaitu fluida pada daerah tersebut memiliki kecepatan maksimum, dan kemudian tekanan akan meningkat seiring dengan semakin jauhnya jarak lapisan fluida terhadap pusat pusaran (Wikimedia, 2008:1).
- 2) Pada pusat pusaran setiap aliran *vortex* memiliki *vortex line*, dan setiap partikel pada aliran *vortex* akan beredar atau berputar (*circulating*) disekitar *vortex line* (Wikimedia, 2008:1).
- 3) Dua atau lebih aliran *vortex* yang mempunyai arah pusaran yang paralel serta beredar atau berputar (*circulating*) pada arah yang sama akan bergabung menjadi satu *vortex* yang lebih besar, besar pusaran tersebut merupakan jumlah dari tiap tiap pusaran yang menyusunnya (Wikimedia, 2008:1).

- 4) Aliran *vortex* mengandung banyak energi akibat adanya pusaran (*circular motion*) dari fluida, pada fluida ideal energi ini tidak akan musnah dan aliran *vortex* akan terus berlangsung. Pada fluida nyata memiliki viskositas yang menyebabkan energi tersebut melemah sehingga pada suatu saat aliran *vortex* akan berhenti (Wikimedia, 2008:1).

2.4.4 Angka Prandtl

Angka *Prandtl* merupakan parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dengan lapisan batas *thermal* yaitu menyatakan perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas *thermal*. Viskositas kinematik fluida menunjukkan laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul-molekul dari fluida tersebut sedangkan difusivitas termal merepresentasikan seberapa cepat kalor berdifusi di dalam suatu fluida, dimana difusivitas termal didefinisikan sebagai besarnya kalor yang dikonduksikan dibanding dengan kalor yang dapat tersimpan dalam material tersebut (Çengel, 2003:23).

Perbandingan kedua kuantitas tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida, kedua laju difusi ini akan menentukan seberapa tebal lapisan batas *thermal* pada suatu medan aliran fluida, sehingga angka *Prandtl* merupakan penghubung antara medan kecepatan dengan medan suhu dan dirumuskan sebagai berikut.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/c_p \rho} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (\text{Holman, 1997:213}) \quad (2-5)$$

dengan : α = Difusivitas termal fluida (m^2/s)

c_p = Panas spesifik pada tekanan konstan ($\text{J}/\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}$)

k = Konduktivitas termal fluida ($\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)

μ = Viskositas dinamik fluida ($\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)

ν = Viskositas kinematik (m^2/s)

2.4.5 Angka Reynold

Angka *Reynold* merupakan perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos yang digunakan sebagai parameter yang menunjukkan apakah aliran itu laminar atau turbulen (Holman, 1997:195). Fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran tertentu, aliran fluida dapat berupa aliran laminar yang bergerak secara teratur dan *streamline*, serta aliran turbulen yang bergerak tidak teratur (acak), pola aliran fluida ini tergantung dari perbandingan gaya inersia

terhadap gaya viskos yang dinyatakan dengan angka *Reynold*, jika angka *Reynold* rendah maka gaya viskos dapat menghambat gaya inersia akibat kecepatan fluida sehingga aliran fluida menjadi laminar, jika angka *Reynold* tinggi maka gaya inersia yang berhubungan dengan densitas dan kecepatan fluida nilainya relatif lebih besar terhadap gaya viskos, gaya viskos tidak dapat menahan fluktuasi fluida yang cepat dan acak, hal ini menimbulkan turbulensi pada aliran tersebut. Secara matematis besarnya angka *Reynold* untuk aliran dalam pipa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_m \cdot D_h}{\nu} \quad (\text{Çengel, 2003:442}) \quad (2-6)$$

dengan : V_m = Kecepatan rata-rata fluida (m/s)

D_h = Diameter hidrolis pipa (m)

$\nu = \mu/\rho$ = Viskositas kinematik fluida (m²/s)

μ = Viskositas dinamik (Kg/m.s)

ρ = Massa jenis (Kg/m³)

2.4.6 Angka *Nusselt*

Angka *Nusselt* merupakan kelompok angka yang didapat dari pengukuran eksperimental terdiri dari angka *Reynold*, angka *Prandtl* dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan pola aliran. Angka *Nusselt* menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama (Çengel, 2001:351). Pada umumnya angka *nusselt* digunakan untuk merancang sebuah alat yang menggunakan prinsip perpindahan kalor. Semakin besar angka *Nusselt* maka perpindahan kalor konveksi akan semakin efektif, Laju perpindahan kalor tiap waktu tiap unit luas pada proses konveksi dan konduksi adalah sebagai berikut.

$$q_{\text{conv}} = h \cdot \Delta T \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-6)$$

$$q_{\text{cond}} = k \frac{\Delta T}{\delta} \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-7)$$

Sehingga rasionya :

$$\frac{q_{\text{conv}}}{q_{\text{cond}}} = \frac{h \cdot \Delta T}{k \Delta T / \delta} = \frac{h \cdot \delta}{k} = Nu \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-8)$$

dengan : δ = geometri benda dari mana panas mengalir (m)

Sedangkan hubungan angka *Reynold* dan angka *Prandlt* terhadap angka *Nuselt* untuk aliran dalam pipa dapat dinyatakan sebagai berikut:

- Untuk aliran laminar

$$Nu = 1,86 \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (Pr < 0,5) \quad (\text{Çengel, 2003:437}) \quad (2-9)$$

dengan : Nu = Angka *Nuselt*

Re = Angka *Reynold*

Pr = Angka *Prandtl*

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)

- Untuk aliran turbulen

Untuk aliran turbulen yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) dalam tabung licin, oleh Dittus dan Boelter disarankan persamaan berikut:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \begin{cases} (0,7 \leq Pr \leq 160) \\ (Re > 10000) \end{cases} \quad (\text{Çengel, 2003:441}) \quad (2-10)$$

dengan : $n = 0,4$ untuk kasus pemanasan

$n = 0,3$ untuk kasus pendinginan

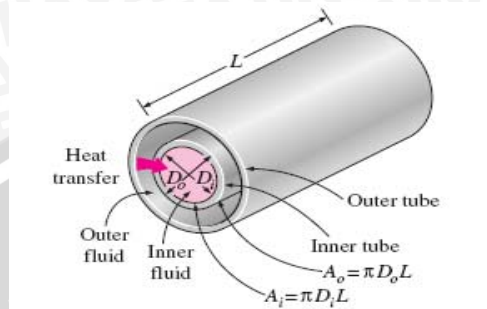
2.5 Heat Exchanger

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah alat yang berfungsi untuk memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai perbedaan temperatur serta dapat menjaga agar kedua fluida tersebut tidak bercampur (Çengel, 2003:667). Berdasarkan arah aliran alat penukar kalor dapat dibagi menjadi 3, yaitu aliran searah (*parallel flow*), aliran berlawanan (*counter flow*) dan aliran bersilangan (*cross flow*). Sedangkan berdasarkan konstruksinya dibagi menjadi banyak sekali, antara lain yaitu *concentric double tube tube*, *shell and tube*, penukar panas bentuk plat, dan sebagainya.

2.5.1 Concentric Double Tube Heat Exchanger

Salah satu jenis dari alat penukar kalor (*heat exchanger*) menurut konstruksinya adalah penukar kalor tabung konsentris (*concentric double tube tube heat exchanger*), alat penukar kalor ini terdiri dari pipa dalam (*inner tube*)

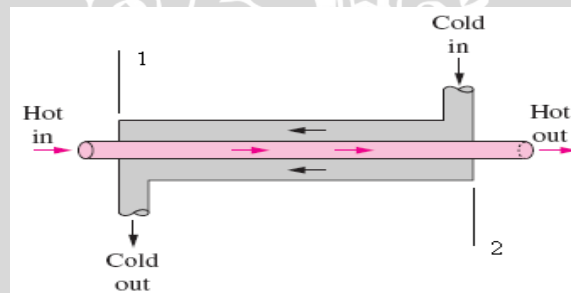
yang terletak dalam pipa luar yang lebih besar (*outer tube*) dengan posisi titik pusat dari kedua pipa berada pada satu garis sumbu seperti terlihat pada Gambar 2.8 . Jenis alat penukar panas ini biasa digunakan karena konstruksinya yang relatif sederhana dengan unjuk kerja yang cukup baik, sehingga lebih ekonomis jika dibandingkan dengan yang lain.



Gambar 2.8 *Concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:672)

2.5.2 Counter Flow Heat Exchanger

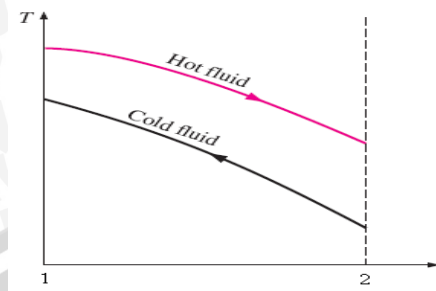
Salah satu jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*) berdasar arah aliran fluidanya adalah alat penukar kalor aliran berlawanan arah (*counterflow heat exchanger*), *counterflow heat exchanger* didefinisikan sebagai alat penukar kalor dengan arah aliran fluida dingin berlawanan dengan arah aliran fluida panas (atau sebaliknya) pada saluran yang berbeda, seperti terlihat pada Gambar 2.9 dibawah ini:



Gambar 2.9 *Counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:570)

Pada alat penukar kalor dengan tipe aliran lawan arah (*counterflow heat exchanger*), temperatur akhir fluida dingin yang keluar dapat melampaui temperatur akhir fluida panas yang keluar dari *heat exchanger* karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa, sehingga untuk men-*transfer* sejumlah kalor yang sama diperlukan luas permukaan yang lebih kecil dibandingkan dengan menggunakan aliran searah (*parallel flow*), distribusi

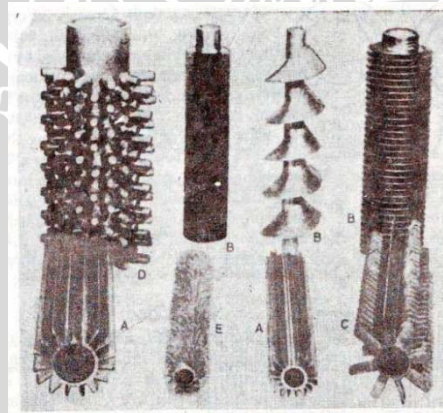
temperatur pada alat penukar kalor jenis *counter flow* dapat dilihat pada Gambar 2.10 di bawah ini.



Gambar 2.10 Distribusi temperatur pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:683)

2.6 *Fin*

Fin adalah potongan logam yang digunakan untuk memperluas permukaan perpindahan panas (Donald Q. Kern, 1950 : 513). Bentuk-bentuk *fins* yang banyak digunakan dalam dunia industri serta diproduksi secara komersial ditunjukkan pada gambar 2.11 dibawah ini :



Gambar 2.11 Bentuk bentuk *fins* : A.Longitudinal fins B.Transverse fins
C.Discontinuous fins D.Pegs or Studs E.Spines
Sumber : Donald Q. Kern (1950 : 523)

Temperatur dari *fin* akan menurun sepanjang *fin*. Oleh karenanya perpindahan kalor dari *fin* akan berkurang dikarenakan oleh penurunan perbedaan temperatur menuju ujung *fin*. Untuk menghitung efek penurunan temperatur terhadap perpindahan panas dinyatakan dengan efisiensi *fin* sebagai berikut :

$$\eta_{fin} = \frac{Q_{fin}}{Q_{fin,max}} = \frac{\text{Laju perpindahan kalor nyata dari fin}}{\text{Laju perpindahan kalor ideal dari fin apabila seluruh fin berada pada suhu dasar}}$$

(Çengel, 2002:161) (2-11)

dengan : $Q_{fin,max} = hA_{fin} (T_b - T_\infty)$

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

A_{fin} = luas permukaan *fin* total (m^2)

T_b = temperatur dasar *fin* (K)

T_∞ = temperature fluida yang mengelilingi *fin* (K)

2.6.1 Inner-helical Fin

Merupakan salah satu jenis *transverse fin* yang dipasang di dinding bagian dalam pipa dalam (*inner tube*) dan berbentuk *helical*.

Selain untuk memperluas permukaan perpindahan kalor, fungsi dari *inner-helical fin* adalah mengubah arah orientasi aliran fluida menjadi berputar (*swirling flow*) serta seolah-olah semakin diarahkan menuju dinding pipa akibat adanya gaya sentrifugal dari aliran fluida yang menyusuri penampang *fin* dan menimbulkan olakan-olakan pada aliran fluida yang mengakibatkan arah aliran menjadi acak (turbulen) dengan tujuan agar sebagian besar partikel-partikel fluida dapat saling bercampur dan berinteraksi dengan dinding pipa dalam (*inner tube*). Sehingga dapat meningkatkan laju perpindahan kalor fluida.

2.7 Analisa Pada Heat Exchanger

Besarnya laju perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) dapat ditentukan melalui persamaan berikut :

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (\text{Çengel, 2003:680}) \quad (2-12)$$

dengan : \dot{Q} = Laju perpindahan kalor (W)

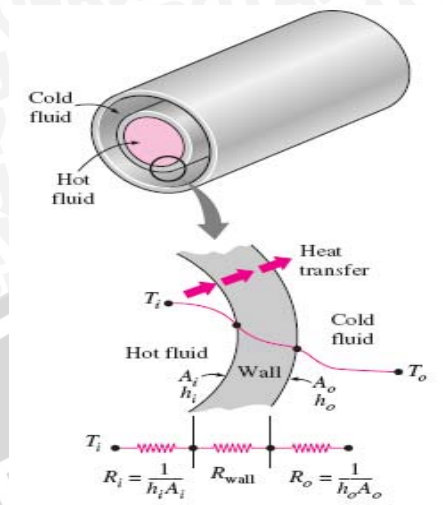
U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata-rata diantara kedua fluida pada masing-masing sisi ($^\circ C$)

Pada *concentric double tube heat exchanger* terdapat dua fluida yang memiliki temperatur berbeda yang dibatasi oleh dinding pipa dalam (*inner tube*), sehingga untuk melakukan perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin

maka ilustrasi hambatan *thermal*-nya dapat terlihat seperti pada Gambar 2.12 berikut.



Gambar 2.12 Hambatan *thermal* pada *concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:671)

Dalam transfer kalor tersebut 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*), sehingga dapat dinyatakan:

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

(Çengel, 2003:672) (2-13)

dengan:

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

(Çengel, 2003:672) (2-14)

Sehingga:

$$\frac{1}{U \cdot A_o} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}$$

(Çengel, 2003:672) (2-15)

dengan : \dot{Q} = Laju perpindahan kalor (W)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m² °C)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (W/m² °C)

- A = Luas permukaan pipa (m²)
- D = Diameter pipa (m)
- k = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)
- L = Panjang pipa (m)
- i = Pipa dalam bagian dalam
- o = Pipa dalam bagian luar

Sehingga laju perpindahan kalor dinyatakan sebagai berikut:

$$Q = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (\text{Holman, 1997:482}) \quad (2-16)$$

dengan : T_h = Temperatur fluida panas (°C)

T_c = Temperatur fluida dingin (°C)

2.6.1 Metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD)

Perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin sepanjang alat penukar kalor akan bervariasi, untuk tahanan *thermal* yang konstan, laju perpindahan kalor akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya tergantung dari perbedaan temperatur kedua fluida sehingga diperlukan suatu pendekatan yang akurat untuk menentukan besarnya perbedaan temperatur rata-rata (*mean temperature difference*, ΔT_m) dari kedua fluida tersebut untuk digunakan dalam persamaan $Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$.

Untuk menentukan besarnya ΔT_m salah satu metode yang digunakan adalah metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*), dalam metode ini laju perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) dinyatakan sebagai berikut:

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{Çengel, 2003:681}) \quad (2-17)$$

dengan : ΔT_{lm} = *Log mean temperature difference* (°C)

A_s = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

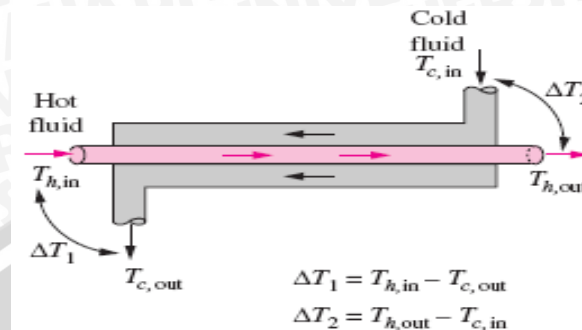
Nilai ΔT_{lm} dari suatu alat penukar kalor akan berbeda-beda tergantung jenis dari alat penukar kalor yang digunakan. Adapun rumus ΔT_{lm} untuk *counterflow heat exchanger* adalah sebagai berikut.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (\text{Çengel, 2003:681}) \quad (2-18)$$

dengan : $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ (K)

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$
 (K)

Ekspresi dari ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 2.13 berikut ini.



Gambar 2.13 Ekspresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:682)

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 *heat exchanger* yang digunakan.

2.6.2 NTU-Efektivitas

Keefektifan alat penukar kalor didefinisikan sebagai perbandingan laju perpindahan kalor yang sebenarnya (nyata) terhadap laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin sehingga efektivitas (ϵ) dari alat penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad (\text{Çengel, 2003:690}) \quad (2-19)$$

Perpindahan kalor nyata (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Secara matematis dapat dituliskan sebagai berikut.

$$\dot{Q} = c_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = c_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (\text{Çengel, 2003:690}) \quad (2-20)$$

Dengan : $C_c = \dot{m}_c C_{p,c}$ dan $C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$

\dot{Q} = Perpindahan kalor nyata (W)

\dot{m}_h = Laju massa fluida panas (Kg/s)

\dot{m}_c = Laju massa fluida dingin (Kg/s)

$C_{p,c}$ dan $C_{p,h}$ = Kalor spesifik fluida panas dan dingin (J/Kg.°C)

$T_{c,in}$ dan $T_{c,out}$ = Temperatur untuk fluida dingin masuk dan keluar (°C)

$T_{h,in}$ dan $T_{h,out}$ = Temperatur untuk fluida panas masuk dan keluar (°C)

C_c dan C_h = Kapasitas kalor fluida panas dan dingin (W/°C)

Perpindahan kalor maksimum yang mungkin pada alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (\text{Çengel, 2003:691}) \quad (2-21)$$

sehingga efektivitas dari suatu alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_h(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (\text{Çengel, 2003:693}) \quad (2-22)$$

Dalam analisa perpindahan kalor, efektivitas dari alat penukar kalor merupakan fungsi dari angka tak berdimensi yang terdiri dari NTU (*number of transfer unit*), yaitu perbandingan antara koefisien perpindahan kalor menyeluruh dikalikan luas permukaan alat penukar kalor keseluruhan terhadap kapasitas kalor yang minimum dan c (*capacity rasio*), yaitu perbandingan antara C_{\min} (kapasitas kalor fluida minimum) terhadap C_{\max} (kapasitas kalor fluida maksimum) dimana $C_{\min} = (\dot{m}_i \cdot C_p)_{\min}$ sedangkan $C_{\max} = (\dot{m}_i \cdot C_p)_{\max}$.

Berdasarkan uraian diatas maka nilai NTU didefinisikan melalui persamaan berikut:

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{\min}} = \frac{U \cdot A_s}{(\dot{m}_i \cdot C_p)_{\min}} \quad (\text{Çengel, 2003:694}) \quad (2-23)$$

Sedangkan c (*capacity rasio*) didefinisikan melalui persamaan berikut:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{Çengel, 2003:694}) \quad (2-24)$$

hubungan antara NTU dan c (*capacity rasio*) terhadap efektivitas (ε) pada *counter flow heat exchanger* di dapatkan dari persamaan berikut:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \cdot \exp[-NTU(1-C)]} \quad (\text{Çengel, 2003:694}) \quad (2-25)$$

2.8 Penurunan Tekanan

Pada aliran fluida berviskositas, akan terdapat berbagai *losses* yang terjadi diantaranya gesekan antara fluida dengan saluran maupun oleh adanya

penghalang pada aliran tersebut, *losses* tersebut akan mengakibatkan penurunan tekanan (*pressure drop*).

2.8.1 Head Losses

Head losses adalah energi yang hilang pada fluida ketika fluida mengalir. Besarnya *head losses* tergantung pada bentuk, ukuran dan kekasaran saluran serta kecepatan dan viskositas fluida. *Head losses* dibedakan menjadi dua macam, *major losses* dan *minor losses*.

- *Major losses*

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

$$h_{ma} = f \frac{L \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot D_h} \quad (\text{Hughes, 1967:89}) \quad (2-26)$$

dengan :

- h_{ma} = *Major losses* (m)
- f = Koefisien gesekan
- L = Panjang pipa (m)
- V = Kecepatan fluida (m/s)
- D_h = Diameter pipa (m)
- g = Percepatan gravitasi bumi (m/s²)

Nilai D_h adalah diameter hidrolik, besarnya diameter hidrolik dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$D_h = \frac{4 A_c}{P} \quad (\text{Çengel, 2003:444}) \quad (2-27)$$

dengan :

- D_h = Diameter hidrolik (m)
- A_c = Luas penampang pipa (m²)
- P = Perimeter yang basah (m)

- *Minor losses*

Kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh adanya *vortex* dengan komponen atau alat yang terdapat pada saluran tersebut. Adapun yang termasuk alat atau komponen tersebut antara lain katup, saringan, perubahan luas penampang, *orifice*, *inner-helical fin* yang dipasang pada saluran pipa dan sebagainya. Besarnya *minor losses* dapat dihitung dengan rumus di bawah ini.

$$h_{mi} = K \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Hughes, 1967:89}) \quad (2-28)$$

dengan : $h_{mi} = \text{Minor losses (m)}$
 $K = \text{Faktor kerugian komponen}$

Sehingga *head losses* (Σh) totalnya adalah :

$$\Sigma h = h_{ma} + \Sigma h_{mi} \quad (\text{Olson,1993:356}) \quad (2-29)$$

Dari kedua *losses* di atas dapat diambil suatu kesetaraan antara *minor losses* dan *major losses*, yaitu :

$$K_L \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2 \cdot g} \Rightarrow L = \frac{K_L D}{f} \quad (\text{Olson,1993:357}) \quad (2-30)$$

Dari persamaan 2-32 jika dinyatakan dalam bentuk tekanan menjadi:

$$z_1 \gamma + P_1 + \alpha_1 \frac{\rho V m_1^2}{2} = z_2 \gamma + P_2 + \alpha_2 \frac{\rho V m_2^2}{2} + \Sigma h \gamma \quad (2-31)$$

jika $z_1 = z_2$, $\alpha_1 V m_1 = \alpha_2 V m_2$

$$\text{maka } P_1 - P_2 = \Sigma h \cdot \gamma \quad (2-32)$$

Besar penurunan tekanan (*pressure drop*) pada aliran fluida pada aliran fluida tersebut dapat diketahui dengan cara memasang dua buah *piezometer* yang terhubung dengan sisi masuk dan keluar dari pipa sehingga akan dihasilkan beda ketinggian permukaan fluida referensi, besarnya penurunan tekanan tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot z \quad (\text{Olson,1993:56}) \quad (2-33)$$

dengan : $\rho = \text{Massa jenis fluida referensi (kg/m}^3\text{)}$

$g = \text{Percepatan gravitasi bumi (m/s}^2\text{)}$

$z = \text{Beda ketinggian permukaan fluida referensi (m)}$

2.9 Hipotesis

Dengan pemasangan *inner-helical fin* akan memperluas permukaan perpindahan kalor serta akan menimbulkan pusaran (*vortex*) yang lebih kuat, sehingga dapat meningkatkan laju perpindahan kalor dan efektivitas dari *air heater*, disamping itu *pressure drop* juga akan meningkat akibat *head losses* yang semakin bertambah.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental. Jenis penelitian ini digunakan untuk menguji pengaruh dari suatu perlakuan atau desain baru terhadap suatu proses atau peristiwa. Dengan cara ini akan diuji pengaruh penambahn *inner-helical fin* terhadap laju perpindahan kalor, penurunan tekanan dan efektivitas yang dihasilkan pada *air heater*.

3.2 Variabel Penelitian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ini ada tiga macam yaitu:

1. Variabel bebas (*independent variabel*)

Variabel bebas adalah variabel yang bebas ditentukan nilainya oleh penelitian sebelum melakukan penelitian. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah:

- Laju massa alir fluida dingin yang digunakan 45 kg/jam ; 46 kg/jam ; 47 kg/jam ; 48 kg/jam ; 49 kg/jam.
- Laju massa alir gas buang yang digunakan 45 kg/jam ; 46 kg/jam ; 47 kg/jam ; 48 kg/jam ; 49 kg/jam.

2. Variabel terikat (*dependent variabel*)

Variabel terikat adalah variabel hasil yang besarnya tidak dapat ditentukan oleh peneliti, nilai dari variabel ini tergantung pada nilai dari variabel bebasnya. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah *Characteristic of performance* dari *air heater* yang meliputi:

- a. laju perpindahan kalor
- b. penurunan tekanan
- c. efektivitas thermal

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang ditentukan oleh peneliti, dan nilainya dikondisikan konstan. Variabel yang dikontrol dalam penelitian ini adalah:

- Penggunaan *air heater* tanpa *inner-helical fin* dan dengan penambahan *inner-helical fin*.

3.3 Alat-alat Penelitian

Peralatan yang akan digunakan dalam penelitian ini terdiri dari beberapa jenis, yaitu peralatan utama yang akan diambil data-data yang diperlukan, serta peralatan tambahan yang digunakan untuk mencatat data dan mengkondisikan pengujian.

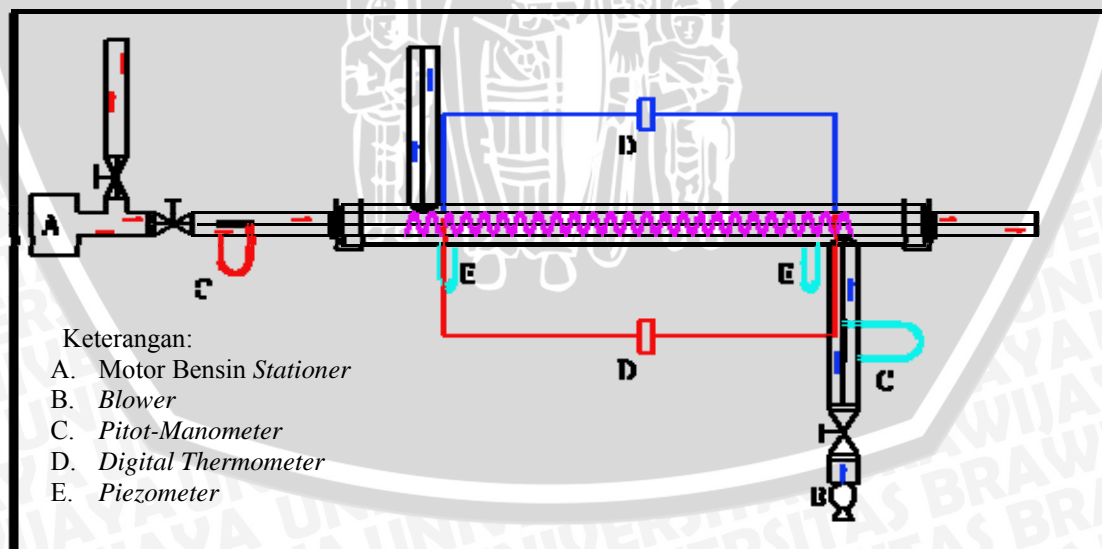
3.4.1 Alat Utama

Peralataan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. *Concentric double tube air heater* dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Pipa dalam (*inner tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga paduan ASTM B280 dimana diameter dalam (D_i) 30.15 mm, tebal pipa 0.8 mm, dan panjang pipa (L) 1500 mm.
- Pipa luar (*outer tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan besi dengan diameter dalam (D_o) 63.5 mm, tebal pipa 4.6 mm, dan panjang pipa (L) 1000 mm.

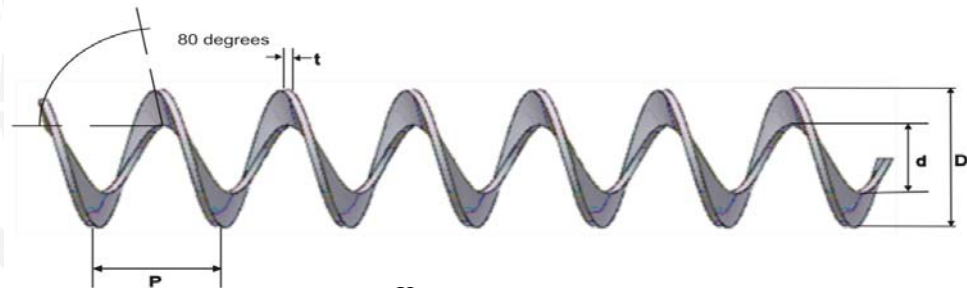
Susunan instalasi pengujian yang digunakan adalah sebagai berikut :



Gambar 3.1 Susunan Instalasi Penelitian

2. Spesimen Uji

Specimen uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah *helical fin* yang terbuat dari bahan plat besi. Bentuk alat tersebut dapat dilihat pada gambar 3.2.



Keterangan :

t (tebal)	= 2 mm
P (pitch)	= 25 mm
d (diameter dalam)	= 10,15 mm
D (diameter luar)	= 30,15 mm

Gambar 3.2 *Inner-Helical Fin*

3.4.2 Peralatan Bantu

Adapun peralatan bantu pengujian terdiri dari instalasi motor bensin, sensor dan peralatan pendukung lainnya.

a) Instalasi Motor Bensin

Spesifikasi Motor Bensin untuk percobaan:

- Merk mesin : Datsun, Tokyometer Co.Ltd
- Siklus : 4 langkah
- Jumlah silinder : 4 buah
- Volume langkah torak total : 1567 cm³
- Bahan bakar : Bensin
- Daya poros maksimum : 80 BHP / 5000 RPM

b) Sensor

- *Thermocouple* digunakan untuk mengubah suatu besaran fisis berupa temperatur menjadi bentuk elektris berupa beda potensial, *thermocouple* yang digunakan adalah *thermocouple* dengan tipe K.

c) Peralatan pendukung

- *Digital thermometer*, Alat ini berfungsi mengubah data elektris dari *termocouple* menjadi data temperatur dengan tampilan *digital*, alat ini juga dapat menyimpan data hasil pengukuran. Ada dua jenis *digital thermometer*

yang digunakan dalam penelitian ini, adapun spesifikasi dari *digital thermometer* yang digunakan adalah sebagai berikut:

- *Digital thermometer* pada aliran pipa air panas
 - Merek : APPA-55 II
 - *Maximum Reading rate* : 1 sec/reading
 - Ketelitian pembacaan : 0,1 °C
 - *Measurement range* : -99,9 °C – 999,9 °C
 - *Input thermocouple* : 2 chanel type K
- *Digital thermometer* pada aliran pipa air dingin
 - Merek : KRISBOW
 - *Reading rate* : 1 sec/reading
 - Ketelitian pembacaan : 0,1 °C
 - *Measurement range* : -40 °C – 1000 °C
 - *Input thermocouple* : 2 chanel type K
- *Blower*, berfungsi untuk mengalirkan udara yang akan dipanaskan.
 - Merk : -
 - Size : 2,5 inch
 - Volt/AMP : 220V/1A
 - Cycles : 50/60
 - R.P.M : 3000/3600
- *Asbes*, digunakan untuk mengisolasi pipa luar (*outer tube*) dari *heat exchanger* agar tidak terjadi perpindahan kalor ke lingkungan.
- *Pipa pitot*, digunakan untuk mengukur kecepatan gas buang dan udara masuk *heat exchanger*
- *Manometer*, digunakan untuk mengukur tekanan gas buang dan udara dari tabung pitot sehingga dapat diketahui besarnya kecepatan aliran udara maupun gas buang. Selain itu *manometer* juga digunakan untuk mengukur perbedaan tekanan pada sisi masuk dan sisi keluar pipa yang dialiri gas buang, sehingga dapat diketahui besarnya penurunan tekanan akibat penambahan *inner-helical fin*.

3.4 Tempat dan Waktu Penelitian

Penelitian mengenai pengaruh *inner-helical fin* terhadap *Characteristic of performance* dari *air heater* ini dilakukan pada bulan November sampai selesai di Laboratorium Motor Bakar, Fakultas Teknik, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.

3.5 Prosedur Penelitian

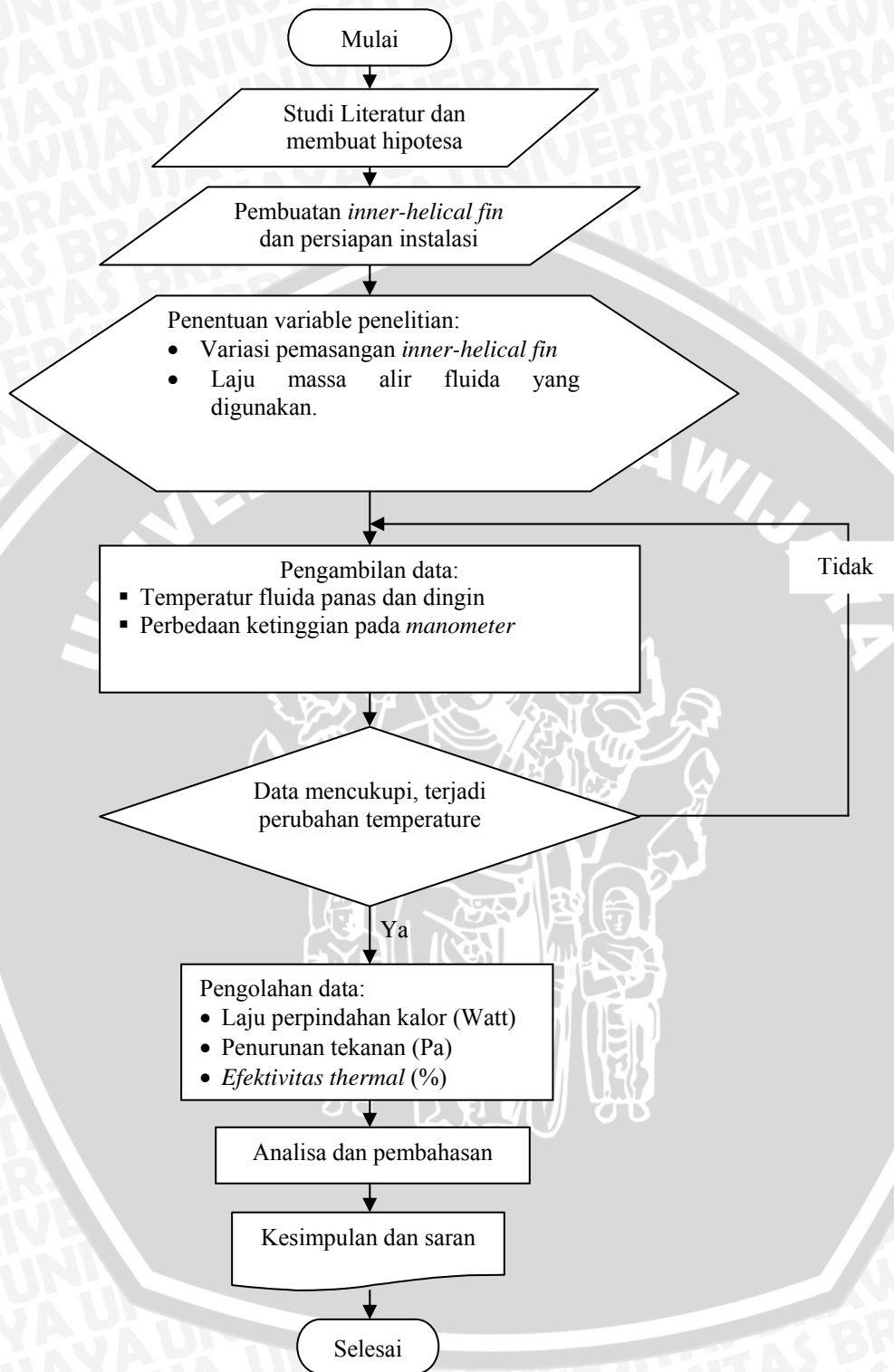
Prosedur penelitian meliputi persiapan yaitu :

1. Menyiapkan instalasi penelitian.
2. Mengoperasikan motor bensin dan mengatur bukaan throttle sebesar 10% serta pada putaran 1100 rpm.
3. Pengecekan kondisi alat ukur.

Pelaksanaan percobaan :

1. Memasang semua instalasi penelitian pada alat penukar kalor, dengan tidak memasang *helical fin* pada *inner tube*.
2. Membuka katup *bypass* dan mengatur laju massa alir gas buang sebesar 49 kg/jam.
3. Menyalakan blower dan mengatur laju massa alir udara sesuai dengan ketentuan.
4. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, mengambil data temperatur masuk dan temperatur keluar udara maupun gas buang untuk tiap-tiap variasi laju massa alir udara.
5. Mengambil data perbedaan ketinggian permukaan gas buang dari manometer untuk tiap variasi laju massa alir udara.
6. Mengulangi langkah 3-6 dengan variasi laju massa alir udara 46 kg/jam ; 47 kg/jam ; 48 kg/jam ; 49 kg/jam.
7. Mengulangi langkah 1 sampai 6 dengan memasang *inner-helical fin* pada bagian dalam *inner tube*.
8. Mengolah data yang telah diambil serta dilakukan analisa mengenai pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*
9. Menarik kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

3.6 Diagram Alir



Gambar 3.3 Diagram Alir Penelitian

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Data hasil pengujian pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *characteristic of performance* pada *air heater* dapat dilihat sebagai berikut :

- Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan tanpa penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir gas buang dan laju massa alir udara konstan ditunjukkan dalam Tabel 4.1

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir gas buang dan laju massa alir udara konstan

\dot{m}_{gas} [kg/jam]	\dot{m}_{udara} [kg/jam]	T_{hi} [°C]	T_{ho} [°C]	T_{ci} [°C]	T_{co} [°C]	Δz [mH2O]
45	49	287	243	46	84	0,005
46	49	288	241	46	84	0,005
47	49	289	240	47	87	0,005
48	49	290	239	48	89	0,006
49	49	293	236	48	91	0,006

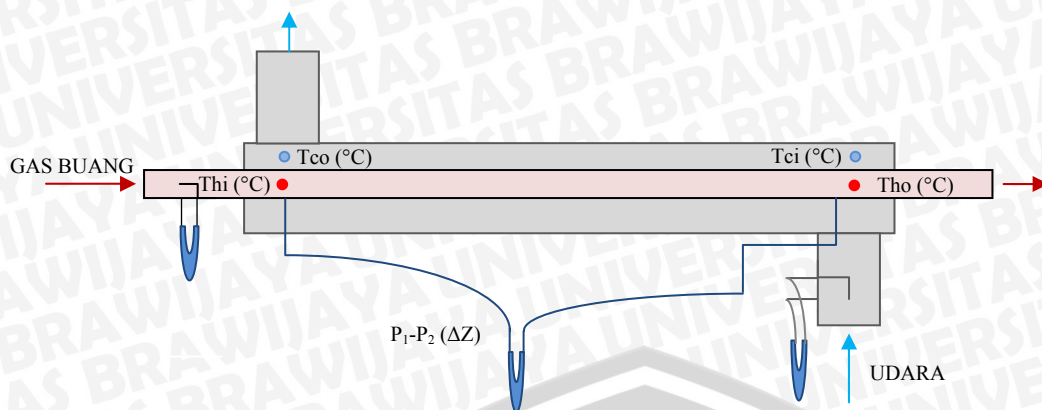
- Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan tanpa penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir udara dan laju massa alir gas buang konstan ditunjukkan dalam Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Data hasil pengujian tanpa penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir udara dan laju massa alir gas buang konstan

\dot{m}_{gas} [kg/jam]	\dot{m}_{udara} [kg/jam]	T_{hi} [°C]	T_{ho} [°C]	T_{ci} [°C]	T_{co} [°C]	Δz [mH2O]
49	45	300	245	50	100	0,006
49	46	302	246	50	101	0,006
49	47	303	246	51	102	0,006
49	48	303	245	51	102	0,006
49	49	304	246	51	102	0,006

Pengambilan data pada tabel 4.1 dan tabel 4.2 didapatkan dari *counter flow heat exchanger* tanpa penambahan *inner-helical fin* yang dijelaskan oleh gambar 4.1. Dimana digunakan *digital thermometer* untuk mengukur temperatur dan manometer untuk mengukur beda tekanan (Δz).





Gambar 4.1 Air Heater tanpa Inner-helical Fin

- Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan dengan penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir udara dan laju massa alir gas buang konstan ditunjukkan dalam Tabel 4.3. Tabel 4.3. Data hasil pengujian dengan penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir gas buang dan laju massa alir udara konstan

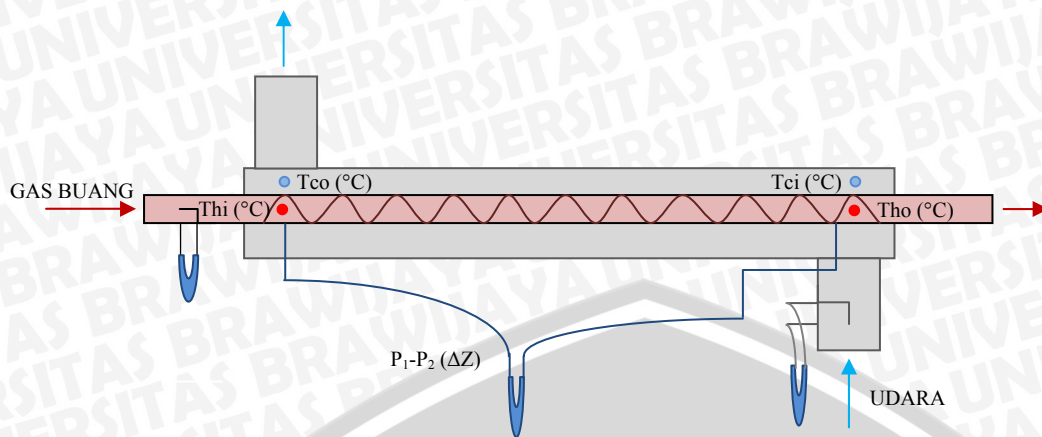
\dot{m}_{gas} [kg/jam]	\dot{m}_{udara} [kg/jam]	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Δz [mH2O]
45	49	288	234	47	88	0,029
46	49	289	234	47	99	0,03
47	49	290	235	48	105	0,032
48	49	292	235	48	106	0,032
49	49	295	238	49	109	0,032

- Data hasil pengujian dengan penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir udara dan laju massa alir gas buang konstan ditunjukkan dalam Tabel 4.4.

Tabel 4.4. Data hasil pengujian dengan penambahan *inner-helical fin* variasi laju massa alir udara dan laju massa alir gas buang konstan

\dot{m}_{gas} [kg/jam]	\dot{m}_{udara} [kg/jam]	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Δz [mH2O]
49	45	298	250	49	101	0,032
49	46	300	251	50	104	0,032
49	47	301	249	50	104	0,032
49	48	303	250	50	104	0,032
49	49	306	252	51	103	0,032

Pengambilan data pada tabel 4.1 dan tabel 4.2 didapatkan dari *counter flow heat exchanger* dengan penambahan *inner-helical fin* yang dijelaskan oleh gambar 4.2 Dimana digunakan *digital thermometer* untuk mengukur temperatur dan manometer untuk mengukur beda tekanan (Δz).



Gambar 4.2 Air Heater dengan Inner-helical Fin

4.1.2 Contoh Perhitungan

Berikut ini adalah contoh perhitungan data pengujian alat penukar kalor dengan penambahan inner-helical fin pada variasi laju massa alir gas buang dan laju massa alir udara dijaga konstan :

- Laju massa alir udara (\dot{m}_c) = 49 kg/jam
- Laju massa alir gas buang (\dot{m}_h) = 45 kg/jam
- Temperature masuk udara (T_{ci}) = 47 °C
- Temperature masuk gas buang (T_{hi}) = 288 °C
- Temperature masuk udara (T_{co}) = 88 °C
- Temperature masuk gas buang (T_{ho}) = 234 °C

- Dimensi pipa tembaga :

Diameter dalam (d_i) = 30,15 mm

Diameter luar (d_o) = 31,75 mm

Panjang pipa (L_p) = 800 mm

- Dimensi pipa besi :

Diameter dalam (d_i) = 54,3 mm

Diameter luar (d_o) = 63,5 mm

Panjang pipa (L_p) = 800 mm

- Dimensi inner-helical fin :

Diameter luar (d_o) = 30,15 mm

Diameter dalam (d_i) = 10,15 mm

Jarak pitch = 25 mm

Panjang inner-helical fin = 800 mm

1. Perhitungan Laju Perpindahan Kalor (Q)

Besarnya energy kalor dapat dinyatakan dalam bentuk :

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{pers. 2-1})$$

Dimana properties fluida dianalisa berdasarkan temperature rata-rata (ΔT_f) dari masing-masing fluida tersebut, sehingga :

Temperatur rata-rata fluida dingin ($\Delta T_{f,c}$):

$$\begin{aligned} T_{f,c} &= \frac{(T_{c,in} + T_{c,out})}{2} \\ &= \frac{(47 + 88)}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 67,5 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dengan metode interpolasi maka didapatkan properties dari udara pada temperatur 67,5°C atau 340,5 K (table lampiran 3) yaitu:

- $\rho = \frac{[(0,998 - 1,774) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 0,998 = 1,1454 \text{ kg/m}^3$
- $k = \frac{[(0,03003 - 0,02624) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 0,03003 = 0,02931 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- $c_p = \frac{[(1,009 - 1,0087) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 1,009 = 1,00837 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
- $\mu = \left\{ \frac{[(2,075 - 1,8462) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 2,075 \right\} \cdot 10^{-3} = 2,0315 \cdot 10^{-3} \text{ kg/mdt}$
- $Pr = \frac{[(0,697 - 0,0708) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 0,697 = 0,69909$
- $\alpha = \left\{ \frac{[(20,76 - 15,69) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 20,76 \right\} \cdot 10^{-6} = 19,7967 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{dt}$

Temperatur rata-rata fluida panas ($T_{f,h}$):

$$\begin{aligned} T_{f,h} &= \frac{(T_{h,in} + T_{h,out})}{2} \\ &= \frac{(288 + 234)}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 261 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dengan metode interpolasi maka didapatkan properties dari udara pada temperatur 261°C atau 534 K (table lampiran 3) yaitu:

- $\rho = \frac{[(0,6423 - 0,7048) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 0,6423 = 0,6623 \text{ kg/m}^3$
- $k = \frac{[(0,0436 - 0,04088) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 0,0436 = 0,04257 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- $c_p = \frac{[(1,0392 - 1,0295) \cdot (360 - 340,5)]}{(360 - 300)} + 1,0392 = 1,0361 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

- $\mu = \left\{ \frac{[(2848-2,67) \cdot (380-340,5)]}{(380-300)} + 2,646 \right\} \cdot 10^{-6} = 2,7914 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mdt}$
- $Pr = \frac{[(0,68-0,69) \cdot (380-340,5)]}{(380-300)} + 0,68 = 0,68$
- $\nu = \left\{ \frac{[(44,34-37,9) \cdot (380-340,5)]}{(380-300)} + 44,34 \right\} \cdot 10^{-6} = 42,2792 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{dt}$

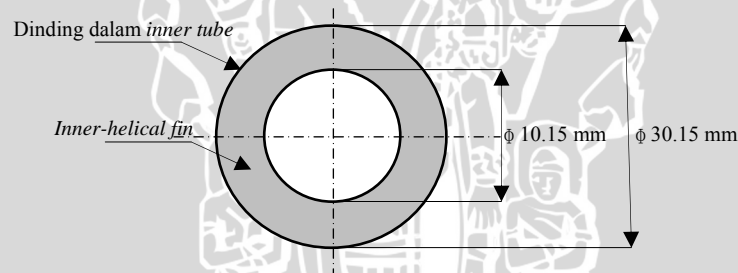
maka besarnya Laju perpindahan kalor pada gas buang adalah :

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \\ &= 45 \text{ (kg/jam)} \cdot 1,036096 \text{ (kJ/kg} \cdot \text{°C)} \cdot (288-234) \text{ (°C)} \\ &= 2517,7133 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Sedangkan laju perpindahan kalor pada udara adalah :

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \\ &= 49 \text{ (kg/jam)} \cdot 1,008373 \text{ (kJ/kg} \cdot \text{°C)} \cdot (88-47) \text{ (°C)} \\ &= 2025,8214 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Perhitungan diameter hidrolik dan kecepatan aliran gas buang didasarkan pada penampang melintang pipa dalam (*inner tube*), dimana pada penambahan *inner-helical fin* dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 4.3 Potongan Melintang *Inner Tube* dengan *Helical Fin*

Sehingga besarnya diameter hidrolik (D_h) :

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4 A_c}{p} \quad (\text{Pers. 2-27}) \\ &= \frac{4 \left[\left(\pi \frac{1}{4} 0,03015^2 \right) - \left(\pi \frac{1}{4} 0,01015^2 \right) \right] \text{ m}^2}{(\pi 0,03015 \text{ m}) + (\pi 0,01015 \text{ m})} \\ &= 0,0258 \text{ m} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran gas buang :

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c}$$

$$= \frac{45 \text{ kg / jam}}{0,6632 \text{ kg / m}^3 \cdot 0,00063 \text{ m}^2} \cdot \frac{1}{3600}$$

$$= 31,3268 \text{ m/s}$$

Angka Reynold gas buang (Re) :

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu}$$

$$Re = \frac{31,3268 \text{ m/s} \cdot 0,02 \text{ m}}{0,0000422792 \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$= 14819$$

Kecepatan aliran udara :

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c}$$

$$= \frac{49 \text{ kg / jam}}{1,1454 \text{ kg / m}^3 \cdot 0,001523 \text{ m}^2} \cdot \frac{1}{3600}$$

$$= 8,0778 \text{ m/s}$$

Angka Reynold udara (Re) :

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu}$$

$$Re = \frac{8,0778 \text{ m/s} \cdot 0,02255 \text{ m}}{0,00001971967 \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$= 9201,238$$

Diasumsikan tidak ada perpindahan kalor ke lingkungan, sehingga kalor yang dilepas sama dengan kalor yang diterima oleh udara, besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat dinyatakan dengan :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_{h1} - T_{h2}) = UA_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Pers. 2 - 1}) \text{ dan } (\text{Pers. 2 - 12})$$

Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (ΔT_{lm}) :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \quad (\text{Pers. 2-19})$$

Untuk *air heater* dengan *inner-helical fin* : $\Delta T_1 = (T_{h,in} - T_{c,out})$ ($^{\circ}\text{C}$)

$$\Delta T_2 = (T_{h,out} - T_{c,in})$$
 ($^{\circ}\text{C}$)

Sehingga : $\Delta T_1 = 288^{\circ}\text{C} - 88^{\circ}\text{C} = 200^{\circ}\text{C}$

$$\Delta T_2 = 234^{\circ}\text{C} - 47^{\circ}\text{C} = 187^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{200 - 187}{\ln(\frac{200}{187})} \\ &= 193,4272^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Luas permukaan perpindahan kalor (A_s) :

$$A_s = \pi DL$$

$$\begin{aligned} A_s &= (\pi \cdot 0,03015 \cdot 0,8) + \left(\frac{800}{25} \cdot ((0,25 \cdot \pi \cdot 0,03015^2) - (0,25 \cdot \pi \cdot 0,01015^2))\right) \\ &= 0,096032 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) :

$$U = \frac{\dot{Q}}{A_s \Delta T_{LMTD}}$$

$$U = \frac{2025,2810 \text{ kJ/jam}}{0,096032 \text{ m}^2 \cdot 193,4272^{\circ}\text{C}}$$

$$U = 109,0603 \text{ kJ/jam} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

2. Perhitungan *Pressure Drop* (ΔP)

Besarnya penurunan tekanan pada pipa dengan aliran gas buang didapatkan dari pers. 2-33 sebagai berikut:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot \Delta z \quad (\text{Pers. 2-33})$$

Namun dikarenakan massa jenis fluida yang di ukur dan fluida dalam manometer berbeda maka:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = (\rho_{AIR} - \rho_{UDARA}) \cdot g \cdot \Delta z$$

dengan: $\Delta z = 0,029 \text{ mH}_2\text{O}$

$$\rho_{air} \text{ pada } 30^{\circ}\text{C} = 995,26 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{udara}} = 0,6623 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga besarnya penurunan tekanan (*pressure drop*) adalah :

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_1 - P_2 = (\rho_{\text{air}} - \rho_{\text{udara}}) \cdot g \cdot \Delta z \\ &= (995,26 - 0,6623) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,0296 \text{ mH}_2\text{O} \\ &= 288,8073 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 288,8073 \text{ Pa} \end{aligned}$$

3. Perhitungan Efektivitas Thermal (ϵ)

Berdasarkan (Pers. 2-19) maka besarnya efektivitas alat penukar kalor dinyatakan:

$$\text{Efektivitas thermal} = \epsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

$$= \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{max}}}$$

$$\text{Sedangkan } \dot{Q}_{\text{max}} = C_{\text{min}} (T_{\text{h,in}} - T_{\text{c,in}})$$

$$\text{Dimana, } C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} ; \quad C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}$$

Sehingga:

$$C_c = (49 \cdot 1,0084) \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}} = 49,1085 \text{ kJ/jam}^\circ\text{C}$$

$$C_h = (45 \cdot 1,036096) \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}} = 47,09343 \text{ kJ/jam}^\circ\text{C}$$

Dalam kasus ini C_{min} terjadi pada aliran gas buang ($47,09343 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}}$), sehingga laju kalor maksimum adalah :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{max}} &= C_{\text{min}} (T_{\text{h,in}} - T_{\text{c,in}}) \quad \text{Pers. (2-22)} \\ &= 47,09343 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}} (288^\circ\text{C} - 47^\circ\text{C}) \\ &= 8806,4720 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}} \end{aligned}$$

Sedangkan besarnya perpindahan kalor nyata (Q_{\square}) adalah : $2025,821 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}}$

Jadi besarnya efektivitas dari alat penukar kalor ini adalah :

$$\begin{aligned} \text{Efektivitas} = \epsilon &= \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \\ &= \frac{2025,821}{8806,472} \end{aligned}$$

$$= 0,2300378 = 23,00378 \%$$

Untuk data dengan variasi laju massa alir gas buang ataupun udara pada *air heater* tanpa *inner-helical fin* maupun dengan *inner-helical fin*, tahapan perhitungan mengikuti uraian di atas dan hasil dari perhitungan tersebut dapat dilihat pada tabel di lampiran 1.

4.2 Pembahasan

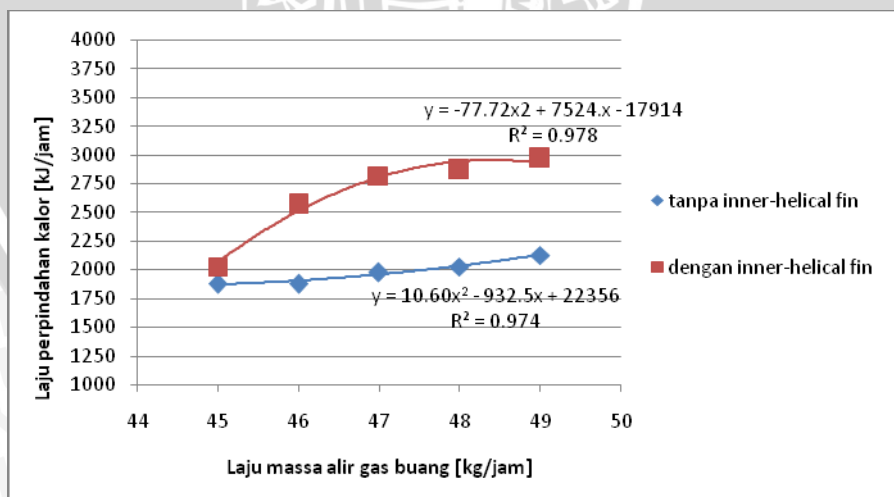
Hasil pengolahan data pada pengujian pengaruh penambahan *inner-helical fin* pada *air heater* ini dibuat dalam bentuk grafik hubungan antara variasi laju massa alir gas buang dan udara dengan karakteristik kinerja *air heater* yang meliputi laju perpindahan kalor, penurunan tekanan, serta efektivitas thermal.

4.2.1 Hubungan Antara Laju Massa Alir dengan Laju Perpindahan Kalor

Dalam pengujian pengaruh penambahan *inner-helical fin* pada *air heater* terhadap laju perpindahan kalor digunakan variasi laju massa alir gas buang dan variasi laju massa alir udara.

1. Variasi Laju Massa Alir Gas Buang (laju massa alir udara konstan = 49 kg/jam)

Pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap laju perpindahan kalor pada variasi laju massa alir gas buang dengan laju massa alir udara dijaga konstan pada 49 kg/jam, dapat dilihat pada gambar 4.4 di bawah ini.



Gambar 4.4 Grafik pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap laju perpindahan kalor pada tiap-tiap variasi laju massa alir gas buang

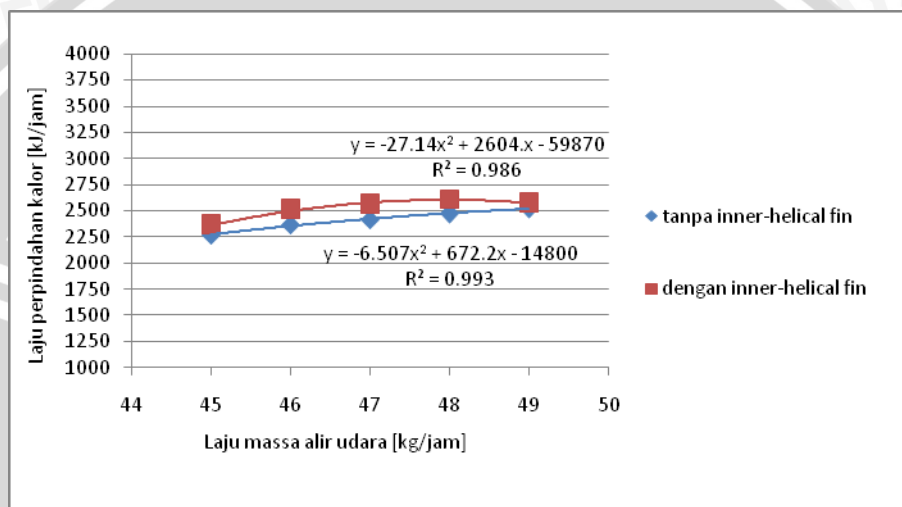
Dari gambar 4.4 di atas, dapat dilihat bahwa dengan penambahan *inner-helical fin* menyebabkan peningkatan laju perpindahan kalor jika dibandingkan dengan tanpa *inner-helical fin*. Hal ini disebabkan pada *air heater* dengan penambahan *inner-helical fin* mempunyai luas permukaan perpindahan kalor (A_s) yang lebih besar dari pada tanpa *inner-helical fin*. Dapat disimpulkan bahwa semakin besar luas permukaan perpindahan kalor (A_s), maka laju perpindahan kalor juga akan meningkat. Sesuai dengan persamaan 2-12, yang mana persamaan tersebut juga terlihat bahwa laju perpindahan kalor (Q) dipengaruhi oleh koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U). Koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat menunjukkan bahwa proses perpindahan kalor melalui mekanisme perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam (*inner tube*) akan semakin efektif dengan ditambahkan *inner-helical fin* sehingga hambatan *thermal* konveksi pada aliran gas buang juga semakin kecil.

Pada laju massa alir gas buang yang sama, terdapat kecenderungan peningkatan laju perpindahan kalor pada tiap-tiap pengujian dengan penambahan *inner-helical fin*, hal ini disebabkan karena dengan penambahan *inner-helical fin* akan memperkecil penampang aliran gas buang sehingga kecepatan aliran gas buang meningkat. Semakin cepat aliran gas buang maka semakin tinggi laju perpindahan kalornya, karena sebagian gas buang akan mengalir menyusuri penampang *inner-helical fin*. Dengan penambahn *inner-helical fin* ini membuat seolah-olah aliran gas buang semakin berpusar dan mengarahkannya pada dinding dalam pipa dalam, gerakan fluida yang semakin acak mengakibatkan sebagian besar partikel fluida akan bercampur dan berinteraksi setelah itu akan mentransfer energi kalor pada partikel fluida yang lain maupun pada permukaan media (dinding pipa). Hal tersebut dapat ditunjukkan dengan meningkatnya koefisien perpindahan kalor konveksi dan membuat semakin banyak kalor yang berpindah dari gas buang yang berada di dalam pipa dalam ke udara yang berada di dalam pipa luar melalui dinding pipa dalam. Apabila temperature keluar gas buang (T_{ho}) menurun, maka temperatur keluar udara (T_{co}) akan mengalami kenaikan yang besar setelah ditambahkan *inner-helical fin* pada *air heater*. Peningkatan beda temperature antara fluida yang masuk dan keluar *air heater* akan meningkatkan laju perpindahan kalor, sesuai dengan persamaan 2-1. Selain itu dari persamaan tersebut dapat dilihat bahwa besarnya laju perpindahan kalor juga dipengaruhi oleh laju massa alir (\dot{m}).

Semakin besar laju massa alir gas buang maka laju perpindahan kalornya akan meningkat.

2. Variasi Laju Massa Alir Udara (laju massa alir gas buang konstan = 49 kg/jam)

Pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap laju perpindahan kalor pada variasi laju massa alir gas buang dengan laju massa alir udara dijaga konstan pada 49 kg/jam, dapat dilihat pada gambar 4.5 di bawah ini. Dimana pada gambar 4.5 dibandingkan antara *air heater* tanpa penambahan *inner-helical fin* dan dengan penambahan *inner-helical fin*.



Gambar 4.5 Grafik pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap laju perpindahan kalor pada tiap-tiap variasi laju massa alir udara

Dari gambar 4.5 terlihat bahwa dengan penambahan *inner-helical fin* menyebabkan laju perpindahan kalor yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan tanpa *inner-helical fin*. Hal ini disebabkan dengan penambahan *inner-helical fin*, maka luas permukaan perpindahan kalor (A_s) penukar kalor lebih besar dari pada tanpa *inner-helical fin*. Dapat disimpulkan bahwa semakin besar luas permukaan perpindahan kalor (A_s), maka laju perpindahan kalor juga akan meningkat, sesuai dengan persamaan 2-12. Dari persamaan tersebut juga terlihat bahwa laju perpindahan kalor (Q) dipengaruhi oleh koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U). Koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat menunjukkan bahwa proses perpindahan kalor melalui mekanisme perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam (*inner tube*) akan semakin efektif dengan ditambahkannya *inner-helical fin* sehingga hambatan *thermal* konveksi pada aliran juga semakin kecil.

Pada laju massa alir udara yang sama, terdapat kecenderungan peningkatan laju perpindahan kalor pada tiap-tiap pengujian dengan penambahan *inner-helical fin*, hal ini disebabkan karena dengan penambahan *inner-helical fin* akan memperkecil penampang aliran gas buang sehingga kecepatan aliran gas buang meningkat. Ditambah lagi laju massa alir gas buang yang digunakan yang tertinggi yaitu 49 kg/jam, maka kecepatan aliran gas buang sangat tinggi sehingga laju perpindahan kalornya juga meningkat, selain itu sebagian gas buang akan mengalir menyusuri penampang *inner-helical fin*. Hal ini membuat seolah-olah aliran gas buang semakin berpusar dan mengarahkannya pada dinding dalam pipa dalam, gerakan fluida yang semakin acak mengakibatkan sebagian besar partikel fluida akan bercampur dan berinteraksi setelah itu akan mentransfer energi kalor pada partikel fluida yang lain maupun pada permukaan media (dinding pipa). Perbedaan temperatur fluida panas (gas buang) dengan dinding pipa menjadi semakin besar sehingga laju perpindahan kalor akan semakin tinggi, sesuai yang tertulis pada persamaan 2-1, yang mana laju energi kalor berbanding lurus dengan perbedaan temperatur antara dua benda yang saling berinteraksi (perpindahan kalor), sehingga menyebabkan laju perpindahan kalor semakin tinggi. Akan tetapi pada laju massa alir udara 49 kg/jam dengan penambahan *inner-helical fin*, laju perpindahan kalor mengalami sedikit penurunan. Hal ini dikarenakan laju massa alir udara yang tinggi mengakibatkan kecepatan aliran udara juga meningkat sedangkan laju massa alir gas buang tetap, sehingga waktu yang dibutuhkan untuk mentransfer kalor akan semakin kecil yang menyebabkan transfer kalor yang terjadi kurang efektif.

Dari dua grafik di atas, dapat dilihat bahwa laju perpindahan kalor pada variasi laju massa alir gas buang, lebih besar jika dibandingkan dengan variasi laju massa alir udara. Hal ini dikarenakan laju massa alir gas buang yang konstan menyebabkan temperature gas buang menjadi relative konstan, sedangkan dengan peningkatan laju massa alir udara berarti kecepatan aliran udara meningkat. Hal ini membuat waktu kontak antara udara dengan dinding pipa dalam semakin singkat sehingga transfer kalor kurang efektif dan menyebabkan perbedaan temperature (ΔT) yang tidak terlalu tinggi. Pada pengujian ini laju perpindahan kalor (\dot{Q}) tertinggi didapatkan pada penambahan *inner-helical fin* dengan variasi laju massa alir gas buang, dimana laju massa alir gas buang 49 kg/jam dan laju massa alir udara 49 kg/jam yaitu sebesar 2967,048 kJ/jam atau meningkat 28,38% dibanding

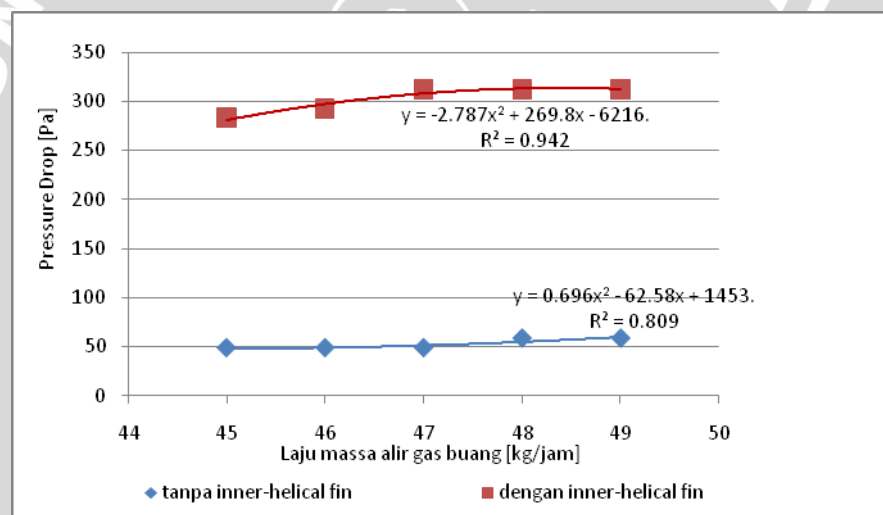
air heater tanpa penambahan *inner-helical fin* pada variasi laju massa alir yang sama.

4.2.2 Hubungan antara Laju Massa Alir dengan Penurunan Tekanan (*pressure drop*)

Dalam pengujian pengaruh penambahan *inner-helical fin* pada air heater terhadap *pressure drop* digunakan variasi laju massa alir gas buang dan variasi laju massa alir udara.

1. Variasi Laju Massa Alir Gas Buang (laju massa alir udara konstan = 49 kg/jam)

Pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap penurunan tekanan pada variasi laju massa alir gas buang dengan laju massa alir udara dijaga konstan 49 kg/jam, dapat dilihat pada gambar 4.6 di bawah ini.



Gambar 4.6 Grafik pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *pressure drop* pada tiap-tiap variasi laju massa alir gas buang

Dari grafik di atas terlihat bahwa semakin besar laju massa alir maka *pressure drop* akan semakin besar pula. Hal ini sesuai dengan hukum kontinuitas dimana laju massa alir fluida yang masuk sama dengan laju massa alir fluida yang keluar. Pengujian dengan penambahan *inner-helical fin* menyebabkan luas penampang aliran fluida menjadi lebih kecil, akibatnya fluida akan mempunyai kecepatan yang lebih tinggi untuk mempertahankan laju massa alir aliran fluida pada laju massa alir yang sama. Dimana besarnya minor losses berbanding lurus dengan kuadrat dari kecepatan fluida, sesuai dengan persamaan 2-28. Sehingga

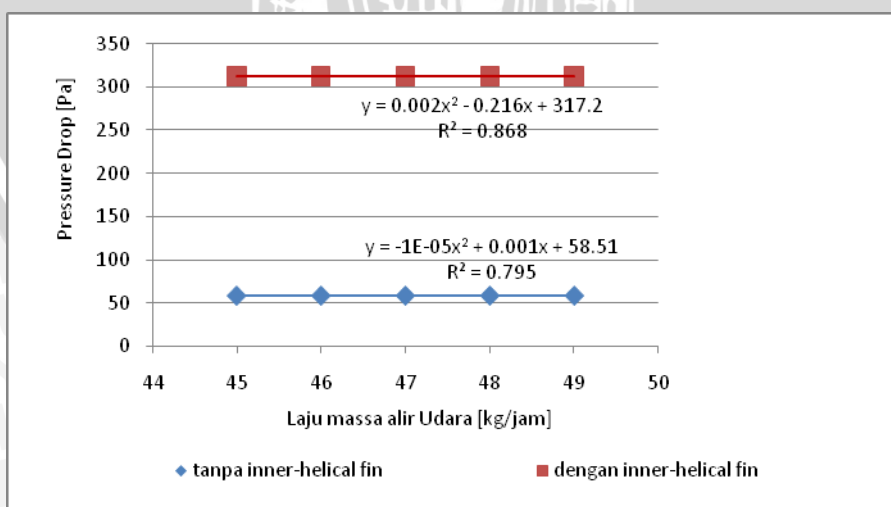
dapat disimpulkan bahwa *pressure drop* yang terjadi berbanding lurus dengan peningkatan kuadrat laju massa alir gas buang.

Penurunan tekanan terkecil terjadi pada pengujian alat penukar kalor tanpa penambahan *inner-helical fin*, hal ini karena besarnya *pressure drop* yang dihasilkan hanya disebabkan oleh *major losses*.

Pada persamaan 2-29, dijelaskan bahwa *head losses total* pada aliran fluida dipengaruhi oleh *major losses* dan *minor losses*. Sedangkan penurunan tekanan diakibatkan oleh kerugian tersebut dinyatakan dengan persamaan 2-32. Jadi dapat disimpulkan bahwa peningkatan *pressure drop* pada pengujian dengan penambahan *inner-helical fin* disebabkan oleh adanya peningkatan faktor kerugian komponen yang ditimbulkan oleh gesekan antara gas buang dengan dinding pipa dalam maupun dengan *inner-helical fin* juga akan semakin meningkat. Hal tersebut akan meningkatkan *minor losses* yang besarnya dipengaruhi oleh kecepatan fluida dan faktor kerugian komponen. Berdasarkan hal tersebut maka penurunan tekanan yang terjadi pada saluran juga akan semakin meningkat karena besar penurunan tekanan yang terjadi berbanding lurus dengan *total losses*.

2. Variasi Laju Massa Alir Udara (laju massa alir gas buang konstan = 49 kg/jam)

Pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *pressure drop* pada variasi laju massa alir udara dengan laju massa alir gas buang dijaga konstan 49 kg/jam, dapat dilihat pada gambar 4.7. Dimana dibandingkan antara *air heater* tanpa *inner-helical fin* dan dengan *inner-helical fin*.



Gambar 4.7 Grafik pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *pressure drop* pada tiap-tiap variasi laju massa alir gas buang

Grafik di atas menunjukkan pada penukar kalor tanpa dan dengan penambahan *inner-helical fin*, grafik cenderung konstan. Hal ini dikarenakan pengukuran dilakukan di pipa bagian dalam (*inner tube*) dimana laju massa alir gas buang dijaga konstan pada 49 kg/jam, sedangkan laju massa alir yang divariasikan mengalir melalui pipa luar (*outer tube*). Sehingga *pressure drop* yang terjadi *relative* konstan.

Pengujian dengan penambahan *inner-helical fin* menyebabkan luas penampang aliran fluida menjadi lebih kecil, akibatnya fluida akan mempunyai kecepatan yang lebih tinggi untuk mempertahankan laju massa alir aliran fluida pada laju massa alir yang sama. Dimana besarnya *minor losses* berbanding lurus dengan kuadrat dari kecepatan fluida, sesuai dengan persamaan 2-28. Sehingga dapat disimpulkan bahwa *pressure drop* yang terjadi berbanding lurus dengan peningkatan kuadrat laju massa alir gas buang. Penurunan tekanan terkecil terjadi pada pengujian alat penukar kalor tanpa penambahan *inner-helical fin*, hal ini karena besarnya *pressure drop* yang dihasilkan hanya disebabkan oleh *major losses*.

Head losses total pada aliran fluida dipengaruhi oleh *major losses* dan *minor losses*. Sedangkan penurunan tekanan diakibatkan oleh kerugian tersebut dinyatakan oleh persamaan 2-33. Jadi dapat disimpulkan bahwa peningkatan *pressure drop* pada pengujian dengan penambahan *inner-helical fin* disebabkan oleh adanya peningkatan faktor kerugian komponen yang ditimbulkan oleh gesekan antara gas buang dengan dinding pipa dalam maupun dengan *inner-helical fin* juga akan semakin meningkat. Hal tersebut akan meningkatkan *minor losses* yang besarnya dipengaruhi oleh kecepatan fluida dan faktor kerugian komponen. Berdasarkan hal tersebut maka penurunan tekanan yang terjadi pada saluran juga akan semakin meningkat karena besar penurunan tekanan yang terjadi berbanding lurus dengan *total losses*. Sedangkan pada laju massa alir udara 49 kg/jam mengalami sedikit penurunan. Hal ini karena temperatur film dari udara pada laju massa alir 49 kg/jam cukup tinggi, sehingga massa jenis udara menjadi kecil.

Dari dua grafik di atas dapat dilihat bahwa *pressure drop* (ΔP) tertinggi didapatkan pada penambahan *inner-helical fin* dengan variasi laju massa alir udara, dimana laju massa alir gas buang 49 kg/jam dan laju massa alir udara 49

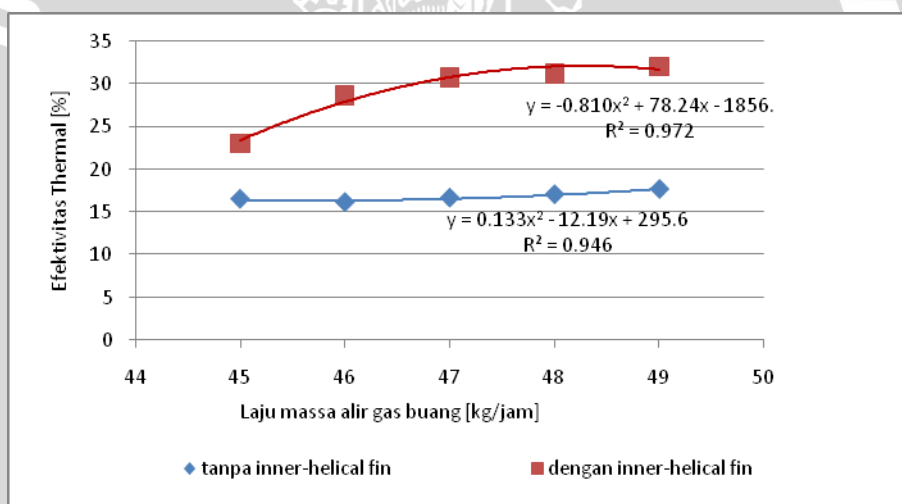
kg/jam yaitu sebesar 312,2468 Pa atau meningkat 81,25% dibanding *air heater* tanpa penambahan *inner-helical fin* pada variasi laju massa alir yang sama.

4.2.3 Hubungan antara Laju Massa Alir dengan Efektivitas Thermal

Dalam pengujian pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap efektivitas thermal pada *air heater* digunakan variasi laju massa alir gas buang serta variasi laju massa alir udara.

1. Variasi Laju Massa Alir Gas Buang (laju massa alir udara konstan = 49 kg/jam)

Pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap efektivitas thermal pada variasi laju massa alir gas buang dengan laju massa alir udara dijaga konstan 49 kg/jam, dapat dilihat pada gambar 4.8. Dimana dibandingkan antara *air heater* tanpa *inner-helical fin* dan dengan *inner-helical fin*.



Gambar 4.8 Grafik pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap efektivitas thermal pada tiap-tiap variasi laju massa alir gas buang

Gambar 4.8 di atas adalah grafik hubungan antara variasi laju massa alir aliran gas buang terhadap efektivitas penukar kalor tanpa dan dengan penambahan *inner-helical fin*. Berdasarkan persamaan 2-17 dengan ditambahkan *inner-helical fin*, pada laju massa alir gas buang yang sama, laju perpindahan kalor nyata yang ditimbulkan menjadi lebih tinggi. Hal ini akan mengakibatkan peningkatan efektivitas pada masing-masing variasi laju massa alir gas buang.

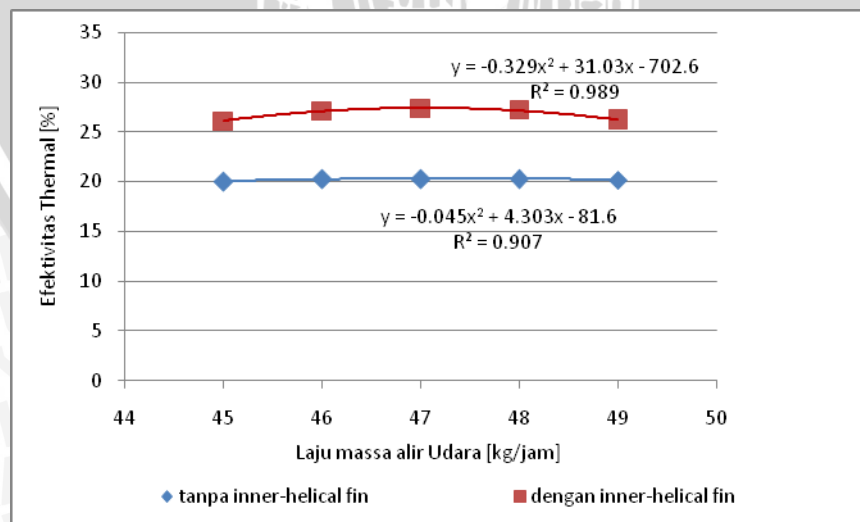
Selain itu semakin meningkatnya laju massa alir gas buang pada pengujian dengan maupun tanpa penambahan *inner-helical fin*, efektivitas cenderung

meningkat. Hal ini disebabkan dengan adanya peningkatan laju massa alir fluida maka semakin banyak gas buang yang tertahan oleh *fin* di sekitar permukaan dinding pipa dalam (*inner tube*), sehingga temperatur keluar gas buang menjadi lebih rendah dibandingkan dengan aliran fluida pada laju massa alir yang lebih rendah, sehingga perbedaan temperatur fluida panas yang masuk dengan fluida panas yang keluar menjadi lebih besar.

Disamping itu, dengan semakin meningkatnya laju massa alir aliran gas buang maka C (*heat capacity rate*) akan semakin meningkat, dimana *heat capacity rate* menyatakan besarnya laju perpindahan kalor yang diperlukan untuk merubah temperatur dari laju aliran fluida sebesar 1°C . Sehingga dengan semakin meningkatnya laju massa alir aliran maka akan meningkatkan *heat capacity rate*. Dapat diartikan bahwa dengan meningkatkan *heat capacity rate* pada perubahan temperatur fluida yang lebih kecil sudah didapatkan laju perpindahan kalor yang besar. Pada pengujian ini C_{\min} yang terjadi cukup kecil, sehingga besarnya laju perpindahan kalor yang mungkin juga kecil. Inilah salah satu yang menyebabkan nilai efektivitas thermal menjadi besar.

2. Variasi Laju Massa Alir Udara (laju massa alir gas buang konstan = 49 kg/jam)

Pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap efektivitas thermal pada variasi laju massa alir udara dengan laju massa alir gas buang dijaga konstan 49 kg/jam dijelaskan pada gambar 4.9. Dimana dibandingkan antara *air heater* tanpa *inner-helical fin* dan dengan *inner-helical fin*.



Gambar 4.9 Grafik pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap efektivitas thermal pada tiap-tiap variasi laju massa alir udara

Grafik di atas adalah grafik hubungan antara variasi laju massa alir aliran udara terhadap efektivitas penukar kalor tanpa dan dengan penambahan *inner-helical fin*. Berdasarkan persamaan 2-17 dinyatakan bahwa dengan ditambahkannya *inner-helical fin*, pada laju massa alir udara yang sama, laju perpindahan kalor nyata yang ditimbulkan menjadi lebih tinggi. Hal ini akan mengakibatkan peningkatan efektivitas pada masing-masing variasi laju massa alir udara.

Selain itu semakin meningkatnya laju massa alir udara pada pengujian dengan maupun tanpa penambahan *inner-helical fin*, efektivitas cenderung meningkat. Hal ini disebabkan dengan adanya peningkatan laju massa alir udara maka semakin banyak udara yang berinteraksi dengan permukaan pipa dalam bagian luar, sehingga temperatur keluar udara menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan aliran udara pada laju massa alir yang lebih rendah, sehingga perbedaan temperatur udara yang masuk dengan udara yang keluar menjadi lebih besar.

Disamping itu, dengan semakin meningkatnya laju massa alir aliran udara maka C (*heat capacity rate*) akan semakin meningkat, dimana *heat capacity rate* menyatakan besarnya laju perpindahan kalor yang diperlukan untuk merubah temperatur dari laju aliran fluida sebesar 1°C . Sehingga dengan semakin meningkatnya laju massa alir aliran maka akan meningkatkan *heat capacity rate*. Dapat diartikan bahwa dengan meningkatkan *heat capacity rate* pada perubahan temperatur fluida yang lebih kecil sudah didapatkan laju perpindahan kalor yang besar. Akan tetapi pada laju massa alir udara 49 kg/jam, efektivitas thermalnya menurun. Hal ini dapat dikarenakan C_{\min} terjadi pada aliran fluida dingin sehingga perhitungan efektivitas didasarkan pada tiap-tiap variasi laju massa alir fluida dingin yang sama, akibatnya perhitungan efektivitas hanya bergantung pada perbedaan temperatur fluida dingin, dimana pada pengujian kali ini semakin besar laju massa alir aliran perbedaan temperatur tersebut meningkat sampai titik maksimum kemudian menurun, maka dari kondisi diatas dapat di fahami bahwa pada pengujian kali ini dengan semakin meningkatnya laju massa alir aliran fluida dingin, efektivitas alat penukar kalor akan meningkat kemudian turun pada laju massa alir 49 kg/jam.

Efektivitas thermal pada variasi laju massa alir gas buang lebih tinggi jika dibandingkan dengan variasi laju massa alir udara. Hal ini dikarenakan laju perpindahan kalor nyata pada variasi laju massa alir gas buang lebih tinggi dari

pada variasi laju massa alir udara. Efektivitas Thermal (ϵ) tertinggi terjadi pada penambahan *inner-helical fin* dengan variasi laju massa alir gas buang, dimana laju massa alir gas buang 49 kg/jam dan laju massa alir udara 49 kg/jam yaitu sebesar 32,0267% atau meningkat 44,84% dibanding *air heater* tanpa penambahan *inner-helical fin* pada variasi laju massa alir yang sama.



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian tentang pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *characteristic of performance* pada *air heater* dapat disimpulkan bahwa:

- Dengan penambahan *inner-helical fin* pada *air heater* dan dengan semakin bertambahnya laju massa alir gas buang ataupun udara, pada masing-masing pengujian dengan variasi laju massa alir fluida yang sama akan meningkatkan laju perpindahan kalor, efektivitas thermal, dan penurunan tekanan (*pressure drop*).
- Laju perpindahan kalor (Q) tertinggi didapatkan pada penambahan *inner-helical fin* dengan variasi laju massa alir gas buang, yang mana laju massa alir gas buang 49 kg/jam dan laju massa alir udara 49 kg/jam yaitu sebesar 2967,048 kJ/jam atau meningkat 28,38% dibanding *air heater* tanpa penambahan *inner-helical fin* pada variasi laju massa alir yang sama.
- Efektivitas Thermal (ϵ) maksimum didapatkan pada penambahan *inner-helical fin* dengan variasi laju massa alir gas buang, yang mana laju massa alir gas buang 49 kg/jam dan laju massa alir udara 49 kg/jam yaitu sebesar 32,0267% atau meningkat 44,84% dibanding *air heater* tanpa penambahan *inner-helical fin* pada variasi laju massa alir yang sama.
- *Pressure drop* (ΔP) terbesar didapatkan pada penambahan *inner-helical fin* dengan variasi laju massa alir udara, yang mana laju massa alir udara 49 kg/jam dan laju massa alir gas buang 49 kg/jam yaitu sebesar 312,2468 Pa atau meningkat 81,25% dibanding *air heater* tanpa penambahan *inner-helical fin* pada variasi laju massa alir yang sama.

5.2. Saran

Dari hasil penelitian ini dapat dilanjutkan pengujian dengan berbagai variasi yang lain serta terdapat saran-saran yang harus diperhatikan yaitu :

1. Untuk penelitian selanjutnya, disarankan untuk mengambil data temperature pangkal dan ujung *fin*, agar dapat diketahui besarnya efisiensi dari *fin*.

2. Dapat dilanjutkan penelitian tentang pengaruh penambahan jenis *extended fin* yang lainnya terhadap *characteristic of performance* pada *air heater*.
3. Dapat dilanjutkan penelitian tentang pengaruh penambahan *inner-helical fin* terhadap *characteristic of performance* pada *heat exchanger* dengan fluida kerja yang berbeda, yaitu dengan transfer kalor dari fluida gas ke cair.

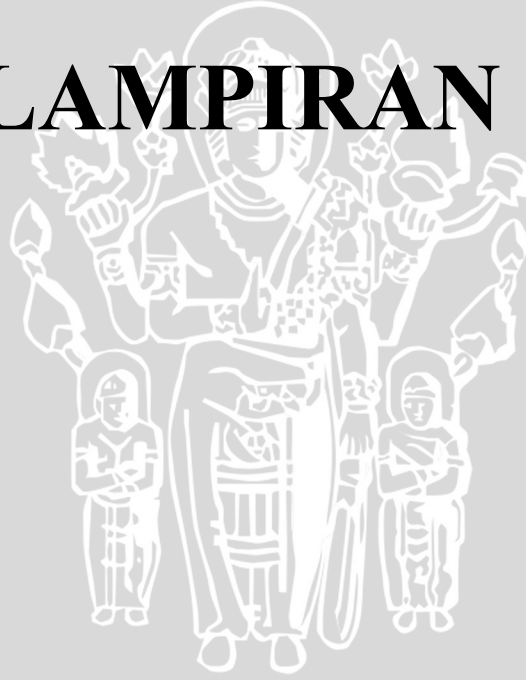


DAFTAR PUSTAKA

- Arifin. 2008. *pengaruh diameter kawat helical turbulator terhadap laju perpindahan kalor dan pressure drop pada alat penukar kalor*. Skripsi tidak diterbitkan, Malang: Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- Çengel, Yunus A. 2003. *Heat Transfer A Practical Approach, 2nd edition*. New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- Çengel, Yunus A. & Turner, Robert H. 2001. *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*. New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- CREST. 2008. *Hydrodynamics*. Ukraina: University of Cambridge.
http://www.cheng.cam.ac.uk/research/groups/electrochem/JAVA/electrochemist/EL_C/17html/hydro.html (laminar turbulent)
- Holman, JP. 1997. *Perpindahan Kalor*. Edisi keenam. Terjemahan Ir. E. Jasfi M.Sc. Jakarta : Erlangga.
- Hughes, W.F. & Brighton, J.A. 1967 . *Theory and Problems of Fluid Dynamics*. New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- Incropera, F.P., De Witt, D.P. 1981 : *Fundamental of Heat Transfer, 2nd edition*. New York : John Willey and Sons.
- Kern, Donald Q. 1988. *Process Heat Transfer*. New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- Nuntaphan, A & Kiatsiriroat, T. 2007. *Air-side Heat Transfer Coefficient of Thermosyphon Heat Pipe with Spiral Fin*. Thailand.
- Olson, Rouben, M. & Wright, S.J. 1993. *Dasar-dasar Mekanika Fluida Teknik*. Terjemahan Alex Tri KW. Jakarta : Gramedia Pustaka Utama.
- Sunu, Putu W. 2008. *Analisis Perbandingan Sirip pada Pipa Bergetar terhadap Perpindahan Panas*. Jurnal Politeknik Negeri Bali.
- Wikimedia foundation. 2008. *Vortex*. United State of America: Wikipedia.
<http://en.wikipedia.org/wiki/Vortex>

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LAMPIRAN



Lampiran 1. Data Hasil Perhitungan Air Heater tanpa Penambahan Inner-Helical Fin dengan Variasi Laju Massa Alir Gas Buang

Tabel 1. Propertis Gas Buang

\dot{m}_i	T_{hi}	T_{ho}	P	C_p	k	μ	Pr	V	v	Dh	Re	Δz	ΔP	ΔT_{lmtD}
[kg/jam]	[°C]	[°C]	[kg/m ³]	[kJ/kg.°C]	[W/m.°C]	[kg/m.s]		[m ² /s]	[m/s]	[m]		[mH ₂ O]	[Pa]	[°C]
45	287	243	0.6573	1.036872	0.0428	2.80552E-05	0.68	4.27944E-05	27.7426	0.03015	19545.544	0.005	48.7853	199.9850
46	288	241	0.6579	1.036775	0.0428	2.80375E-05	0.68	0.00004273	28.4081	0.03015	20044.541	0.005	48.7852	199.4662
47	289	240	0.6579	1.036775	0.0428	2.80375E-05	0.68	0.00004273	29.0758	0.03015	20515.703	0.005	48.7852	197.4658
48	290	239	0.6579	1.036775	0.0428	2.80375E-05	0.68	0.00004273	29.7459	0.03015	20988.498	0.006	58.5423	195.9575
49	293	236	0.6579	1.036775	0.0428	2.80375E-05	0.68	0.00004273	30.5242	0.03015	21537.671	0.006	58.5423	194.9162

Tabel 2. Propertis Udara

\dot{m}_i	T_{ci}	T_{co}	ρ	C_p	k	μ	Pr	V	v	Dh	Re	U	Q	ϵ
[kg/jam]	[°C]	[°C]	[kg/m ³]	[kJ/kg.°C]	[W/m.°C]	[kg/m.s]		[m ² /s]	[m/s]	[m]		[kJ/jam.m ² .°C]	[kJ/jam]	[%]
49	46	84	0.7736	1.0082	0.0291204	2.02009E-05	0.773556	1.95432E-05	8.0516605	0.02255	9290.4409	117.6383	1877.2833	16.5264
49	46	84	0.7736	1.0082	0.0291204	2.02009E-05	0.773556	1.95432E-05	8.0516605	0.02255	9290.4409	117.9443	1877.2833	16.1475
49	47	87	0.7736	1.0083	0.029272	2.02924E-05	0.773554	0.000019746	8.0777896	0.02255	9224.8635	125.4260	1976.3464	16.6603
49	48	89	0.7736	1.0084	0.0293857	2.0361E-05	0.773552	1.98981E-05	8.1040888	0.02255	9184.1534	129.5639	2025.9540	17.0512
49	48	91	0.7736	1.0085	0.0294615	2.04068E-05	0.773551	1.99995E-05	8.1040888	0.02255	9137.5885	136.6190	2124.9200	17.6652

Lampiran 2. Data Hasil Perhitungan Air Heater tanpa Penambahan Inner-Helical Fin dengan Variasi Laju Massa Alir Udara

Tabel 1. Propertis Gas Buang

\dot{m} [kg/jam]	Thi [°C]	Tho [°C]	ρ [kg/m ³]	Cp [kJ/kg.°C]	k [W/m.°C]	μ [kg/m.s]	Pr	ν [m ² /s]	v [m/s]	Dh [m]	Re	Δz [mH ₂ O]	ΔP [Pa]	ΔT_{lmtd} [°C]
49	300	245	0.6479	1.038327	0.0433	2.83207E-05	0.68	4.37604E-05	30.9008	0.03015	22419.8315	0.006	58.5429	197.4895
49	302	246	0.6461	1.038618	0.0434	2.83738E-05	0.68	4.39536E-05	31.0101	0.03015	22400.2487	0.006	58.5430	198.4895
49	303	246	0.6454	1.038715	0.0434	2.83915E-05	0.68	0.000044018	31.0651	0.03015	22407.1104	0.006	58.5430	197.9848
49	303	245	0.6461	1.038618	0.0434	2.83738E-05	0.68	4.39536E-05	31.0651	0.03015	22439.9409	0.006	58.5430	197.4793
49	304	246	0.6448	1.038812	0.0435	2.84092E-05	0.68	4.40824E-05	31.1202	0.03015	22414.0926	0.006	58.5431	198.4794

Tabel 2. Propertis Udara

\dot{m} [kg/jam]	Tci [°C]	Tco [°C]	P [kg/m ³]	Cp [kJ/kg.°C]	k [W/m.°C]	μ [kg/m.s]	Pr	ν [m ² /s]	v [m/s]	Dh [m]	Re	U [kJ/jam.m ² .°C]	Q [kJ/jam]	ϵ [%]
45	50	100	0.6974	1.0089	0.0299	2.06585E-05	0.69744	2.05572E-05	7.4913	0.02255	8217.5122	144.0421	2269.9530	20.0000
46	50	101	0.6973	1.0089	0.0299	2.06814E-05	0.69733	2.06079E-05	7.6578	0.02255	8379.4575	149.4361	2366.8817	20.2381
47	51	102	0.6971	1.0090	0.0300	2.07271E-05	0.69711	2.07093E-05	7.8500	0.02255	8547.7104	153.0839	2418.4939	20.2381
48	51	102	0.6971	1.0090	0.0300	2.07271E-05	0.69711	2.07093E-05	8.0170	0.02255	8729.5766	156.7412	2469.9512	20.2381
49	51	102	0.6971	1.0090	0.0300	2.07271E-05	0.69711	2.07093E-05	8.1840	0.02255	8911.4428	159.2004	2521.4085	20.1581

Lampiran 3. Data Hasil Perhitungan Air Heater dengan Penambahan Inner-Helical Fin dengan Variasi Laju Massa Alir Gas Buang

Tabel 1. Propertis Gas Buang

\dot{m} [kg/jam]	T_{hi} [°C]	T_{ho} [°C]	P [kg/m ³]	C_p [kJ/kg.°C]	k [W/m.°C]	μ [kg/m.s]	Pr	V [m ² /s]	v [m/s]	D_h [m]	Re	Δz [mH ₂ O]	ΔP [Pa]	ΔT_{lmtd} [°C]
45	288	234	0.6623	1.036096	0.0426	2.79136E-05	0.68	4.22792E-05	31.3268	0.02	14819.002	0.029	282.9531	193.4272
46	289	234	0.6617	1.036193	0.0426	2.79136E-05	0.68	4.23436E-05	32.0783	0.02	15151.427	0.03	292.7103	188.4960
47	290	235	0.6604	1.036387	0.0427	2.79667E-05	0.68	4.24724E-05	32.8324	0.02	15460.592	0.032	312.2247	185.9982
48	292	235	0.6592	1.036581	0.0427	2.80021E-05	0.68	4.26012E-05	33.6475	0.02	15796.524	0.032	312.2251	186.4996
49	295	238	0.6554	1.037163	0.0429	2.81083E-05	0.68	4.29876E-05	34.5286	0.02	16064.434	0.032	312.2263	187.4960

Tabel 2. Propertis Udara

\dot{m} [kg/jam]	T_{ci} [°C]	T_{co} [°C]	P [kg/m ³]	C_p [kJ/kg.°C]	k [W/m.°C]	μ [kg/m.s]	Pr	V [m ² /s]	v [m/s]	D_h [m]	Re	U [kJ/jam.m ² .°C]	Q [kJ/jam]	ϵ [%]
49	47	88	1.1454	1.0084	0.0293	2.03153E-05	0.69909	1.97967E-05	8.0778	0.02255	9201.2383	109.0603	2025.8214	23.0038
49	47	99	1.0601	1.0087	0.0297	2.0567E-05	0.69788	2.03544E-05	8.0778	0.02255	8949.1292	141.9900	2570.2593	28.6352
49	48	105	1.0058	1.0090	0.0300	2.07271E-05	0.69711	2.07093E-05	8.1041	0.02255	8824.4027	157.7692	2818.0448	30.7692
49	48	106	0.9980	1.0090	0.0300	0.00002075	0.697	0.00002076	8.1041	0.02255	8802.8517	160.1108	2867.5780	31.2331
49	49	109	0.9934	1.0092	0.0423	2.08344E-05	0.69668	2.09656E-05	8.1306	0.02255	8744.9977	164.7842	2967.0480	32.0267

Lampiran 4. Data Hasil Perhitungan Air Heater dengan Penambahan Inner-Helical Fin dengan Variasi Laju Massa Alir Udara

Tabel 1. Propertis Gas Buang

\dot{m}_i [kg/jam]	T_{hi} [°C]	T_{ho} [°C]	P [kg/m ³]	C_p [kJ/kg.°C]	k [W/m.°C]	μ [kg/m.s]	Pr	V [m ² /s]	v [m/s]	D_h [m]	Re	Δz [mH ₂ O]	ΔP [Pa]	ΔT_{lmtd} [°C]
49	298	250	0.6461	1.038618	0.0434	2.83738E-05	0.68	4.39536E-05	32.6208	0.02	14843.3034	0.032	312.2292	198.9933
49	300	251	0.6442	1.038909	0.0435	2.84269E-05	0.68	4.41468E-05	32.7358	0.02	14830.4406	0.032	312.2298	196.9848
49	301	249	0.6448	1.038812	0.0435	2.84092E-05	0.68	4.40824E-05	32.7936	0.02	14878.3307	0.032	312.2296	196.9848
49	303	250	0.6429	1.039103	0.0436	2.84623E-05	0.68	4.42756E-05	32.9098	0.02	14865.9053	0.032	312.2302	196.9848
49	306	252	0.5901	1.054464	0.0437	0.000028548	0.68	0.00004462	33.0857	0.02	14829.9967	0.032	312.2468	196.9932

Tabel 2. Propertis Udara

\dot{m}_i [kg/jam]	T_{ci} [°C]	T_{co} [°C]	P [kg/m ³]	C_p [kJ/kg.°C]	k [W/m.°C]	μ [kg/m.s]	Pr	V [m ² /s]	v [m/s]	D_h [m]	Re	U [kJ/jam.m ² .°C]	Q [kJ/jam]	ϵ [%]
45	49	101	1.0290	1.0089	0.0299	2.06585E-05	0.6974	2.05572E-05	7.4221	0.02255	8141.6378	153.9885	2360.7511	26.1010
46	50	104	0.9980	1.0090	0.0300	0.00002075	0.697	0.00002076	7.5871	0.02255	8241.2618	163.9011	2506.3560	27.1295
47	50	104	0.9980	1.0090	0.0300	0.00002075	0.697	0.00002076	7.7773	0.02255	8447.8344	167.8796	2560.8420	27.3913
48	50	104	0.9980	1.0090	0.0300	0.00002075	0.697	0.00002076	7.9427	0.02255	8627.5755	170.1613	2615.3280	27.2579
49	51	103	0.9980	1.0090	0.0300	0.00002075	0.697	0.00002076	8.1347	0.02255	8836.0847	165.2035	2570.9320	26.1747

Lampiran 5. Tabel Sifat-sifat Udara (Air)

Daftar A-5 Sifat-sifat Udara pada Tekanan Atmosfer†

Nilai μ , k , c_p , dan Pr tidak terlalu bergantung pada tekanan dan dapat digunakan untuk rentang tekanan yang cukup luas.

T , K	ρ kg/m ³	c_p , kJ/kg · °C	μ , kg/m · s × 10 ⁵	ν , m ² /s × 10 ⁶	k , W/m · °C	α , m ² /s × 10 ⁴	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

† Dari *Natl. Bur. Stand (U. S.) Circ. 564, 1965*

Daftar ini menggunakan satuan SI.

Lampiran 6. Alat Penelitian



Gambar A. *Inner-Helical Fin*



Gambar B. *Digital Thermometer*



Gambar C. *Tabung Pitot*



Gambar D. *Incline-Manometer*



Gambar E. *Instalasi Penelitian*



Gambar F. *Mesin Bensin Stasioner*

Lampiran 6. Surat Keterangan Telah Melakukan Penelitian di Lab. Motor Bakar,
Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya



DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK JURUSAN MESIN
LABORATORIUM MOTOR BAKAR
Jl. Mayjen Haryono 167 Malang 65145 Telp. 0341-554291 pes.222
motorbakar_mesinub@yahoo.com



SURAT KETERANGAN

No : 009/I/Lab MB/2010

Yang bertanda tangan dibawah ini menerangkan bahwa :

No.	Nama	NIM	Jurusan
1.	Santi Rohmatillah	0510620091	Teknik Mesin

dari Universitas Brawijaya Malang.

Telah melakukan pengujian dalam rangka penyelesaian Skripsi dengan judul **Pengaruh Penambahan Inner-Helical Fin Terhadap Characteristic of Performance pada Air Heater** yang dilaksanakan pada tanggal 14-18 Desember 2009 di Laboratorium Motor Bakar Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

Demikian surat keterangan yang kami buat supaya digunakan sebaik-baiknya.

Malang, 20 Januari 2010

Mengetahui,

Ka. Lab. Motor Bakar



Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST, M. Eng

NIP. 19740121 199903 1 001

