



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS PERPINDAHAN KALOR DAN *PRESSURE DROP* PADA
MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER DENGAN FLUIDA KERJA AIR,
Al₂O₃-AIR, DAN SnO₂-AIR**

SKRIPSI

GERRY JULIAN

0806330131

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

DEPOK

JUNI 2012



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS PERPINDAHAN KALOR DAN *PRESSURE DROP* PADA
MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER DENGAN FLUIDA KERJA AIR,
Al₂O₃-AIR, DAN SnO₂-AIR**

SKRIPSI

**Diajukan sebagai salah satu syarat
untuk memperoleh gelar sarjana teknik**

GERRY JULIAN

0806330131

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

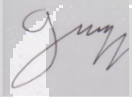
FAKULTAS TEKNIK

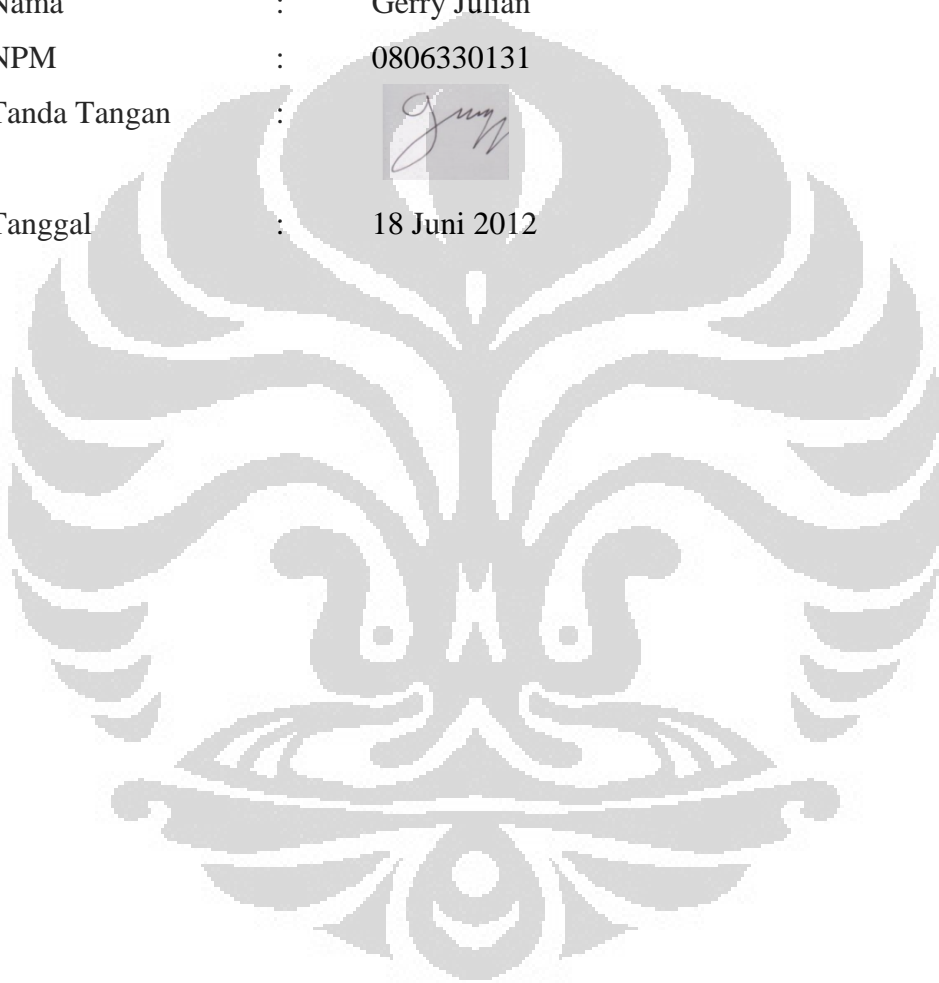
DEPOK

JUNI 2012

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : Gerry Julian
NPM : 0806330131
Tanda Tangan : 
Tanggal : 18 Juni 2012




HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Gerry Julian
NPM : 0806330131
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Analisis Perpindahan Kalor dan *Pressure Drop*
Pada *Microchannel Heat Exchanger* Dengan
Fluida kerja Air, Al₂O₃–Air, dan SnO₂ – Air


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

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr.-Ing. Ir. Nandy Setiadi Djaya Putra ()

Penguji : Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer DEA ()

Penguji : Dr. Ir Danardono AS DEA ()

Penguji : Dr. Agus Sunjarianto Pamitran ST., M.Eng ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal :

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan kehadirat Allah SWT, karena atas berkat rahmat dan hidayah-Nya saya dapat menyelesaikan skripsi ini tepat pada waktunya dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Indonesia. Dalam penyusunan ini saya ucapkan terimakasih ke beberapa pihak yaitu

1. Orang tua dan keluarga saya yang selalu memberika dukungan moril dan materi,
2. Prof. Dr-ing. Ir. Nandy Setiadi Djaya Putra dosen pembimbing yang telah bersedia meluangkan waktu memberikan pengarahan, diskusi, dan bimbingan serta persetujuan sehingga skripsi ini dapat diselesaikan dengan baik,
3. Dr.Ir. Harinaldi selaku kepala Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia,
4. Ary Maulana sebagai *partner* skripsi ini.
5. Annisa Nurulianthy, Ashar Okta, Bimo Sakti, Retsa Anugrah, Rio Wirawan, dan Zein Hamid sebagai teman satu bimbingan skripsi,
6. Ridho Irwansyah, Wayan Nata, sebagai senior pembimbing di Laboratorium AHTRG Gedung EC Ruang 311 dan 312,
7. Ami,Edwin,Satrio,Audi,Raka,Hudi, dan Seluruh rekan rekan Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia khususnya Departemen Teknik Mesin 2008
8. Sahabat- sahabat SMA 28 yang selalu ada sebagai teman yang sangat baik bagi penulis.Kharissa, Pinta, Mayang, Lia, Kiki, Tiwi, Saiz, Dahel, Rima, Kholiah, Ainun, Citta, Meisha, Labib, Galih, Ubay, Yasir, Jamil dan yang lainnya yang bisa disebutkan satu persatu

Akhir kata, saya berharap semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan.

Depok, Juni 2012

Penulis

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

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

Nama : Gerry Julian
NPM : 0806330131
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

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

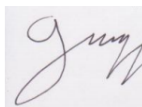
Analisis Perpindahan Kalor dan *Pressure Drop* Pada *Microchannel Heat Exchanger* Dengan Fluida Kerja Air, Al_2O_3 -Air, dan SnO_2 - Air

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok
Pada tanggal : 18 Juni 2012

Yang menyatakan



(Gerry Julian)

ABSTRAK

Nama : Gerry Julian
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Analisis Perpindahan Kalor dan *Pressure Drop* Pada
Microchannel Heat Exchanger Dengan Fluida Kerja
Air, Al₂O₃ – Air, dan SnO₂ – Air

Heat exchanger merupakan bagian vital dalam sebuah perangkat elektronik yang dapat menjaga suhu optimum dari alat tersebut. Penelitian tentang *microchannel heat exchanger* telah sangat berkembang untuk aplikasi kearah pendingin elektronik pada satu dekade terakhir ini. *Microchannel heat exchanger* memiliki beberapa keunggulan yakni memiliki dimensi yang lebih kecil dan memiliki koefisien perpindahan kalor yang lebih baik daripada alat penukar kalor lainnya. Dalam pengujian ini, peneliti akan mencoba membuktikan performa dari koefisien perpindahan kalor dari *microchannel heat exchanger* tersebut beserta efek negatifnya. Peneliti akan mencoba menguji pengaruh *pressure drop* pada saluran *microchannel heat exchanger*. Kemudian dalam pengujian ini juga digunakan fluida kerja air, nano fluida Al₂O₃ 1%, dan nano fluida SnO₂ 1% dengan fluida dasar air. Dari hasil pengujian ini didapatkan bahwa perpindahan kalor akan lebih baik jika menggunakan nano fluida sebagai fluida kerja pendingin.

Kata kunci :

microchannel, heat exchanger, heat transfer coefficient, pressure drop

ABSTRACT

Name : Gerry Julian
Major : Mechanical Engineering
Title : Heat Transfer and Pressure Drop Analysis on
Microchannel Heat Exchanger With Water, Al₂O₃–Water,
and SnO₂–Water as Working Fluids

Heat exchanger is a vital part in an electronic devices that can maintain the optimum operation temperature of that devices. Research on *microchannel heat exchanger* application has been highly developed on electronics cooling towards the last decade. *Microchannel heat exchanger* has several advantages which have smaller dimensions and *heat* transfer coefficient better than the other *heat exchanger*. The experiment also want to measure the pressure drop in microchannel. It used water, nanofluids Al₂O₃ 1%, and nanofluids SnO₂ 1% as working fluids in cold side *microchannel heat exchanger*. Result from this research indicate that *heat* transfer would be better if we use nanofluids as cooling working fluids .

Keywords :

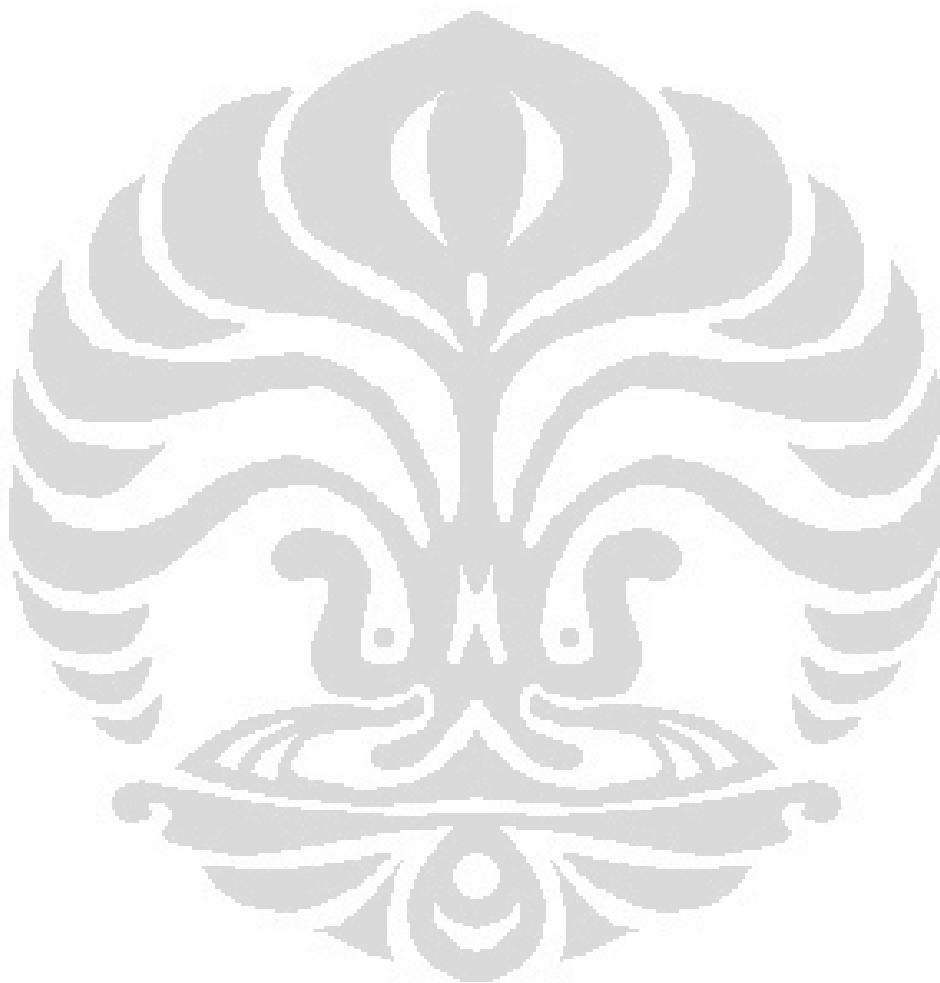
microchannel, heat exchanger, heat transfer coefficient, pressure drop

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR	iv
PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	v
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	v
ABSTRAK	vi
ABSTRACT.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xiii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiv
DAFTAR SINGKATAN	xv
CTB Circulating Thermostatic Bath	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 LATAR BELAKANG.....	1
1.2 PERUMUSAN MASALAH.....	2
1.3 TUJUAN PENELITIAN	2
1.4 PEMBATASAN MASALAH	3
1.5 METODOLOGI PENELITIAN	3
1.6 SISTEMATIKA PENULISAN	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 <i>MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER</i>	6
2.2 PROSES PERPINDAHAN KALOR	8
2.3 NANO FLUIDA.....	11

2.4	PRESSURE DROP.....	13
BAB 3 PERANCANGAN ALAT <i>MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER</i>		
3.1	KONSEP RANCANGAN	15
3.2	PEMBUATAN ALAT	18
3.3	PROSES PERAKITAN ALAT	19
3.4	SPEKIFIKASI TEKNIS	21
BAB 4 PENGUJIAN ALAT <i>MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER</i>		
4.1	TUJUAN PENGUJIAN	23
4.2	INSTALASI PENGUJIAN	23
4.3	VARIASI PENGUJIAN.....	27
4.4	PENGUKURAN SIFAT FISIKA NANO FLUIDA	28
BAB 5 ANALISA HASIL DAN PERHITUNGAN		
5.1	HASIL DAN ANALISA PENGUJIAN	30
5.2	ANALISIS GRAFIK.....	30
5.2.1	Analisis Grafik Data Temperatur pada <i>Outlet Sisi Panas dan Sisi Dingin Microchannel Heat Exchanger</i>	31
5.2.2	Analisis Laju Aliran Massa Terhadap Kalor yang Diserap oleh Fluida Kerja pada sisi dingin	32
5.2.3	Analisis Koefisien Perpindahan Kalor Keseluruhan pada <i>Microchannel Heat Exchanger</i>	35
5.2.4	Analisis Nilai bilangan Nusselt, Effectiveness dan NTU pada <i>Microchannel Heat Exchanger</i>	36
5.2.5	Analisis <i>Pressure Drop</i> terhadap <i>flow rate</i> dengan variasi fluida kerja air, Al_2O_3 dan SnO_2	40
5.2.6	Analisis <i>Heat Loss</i> dan Temperatur pada permukaan <i>Microchannel Heat Exchanger</i>	43
BAB 6 KESIMPULAN DAN SARAN		
		45

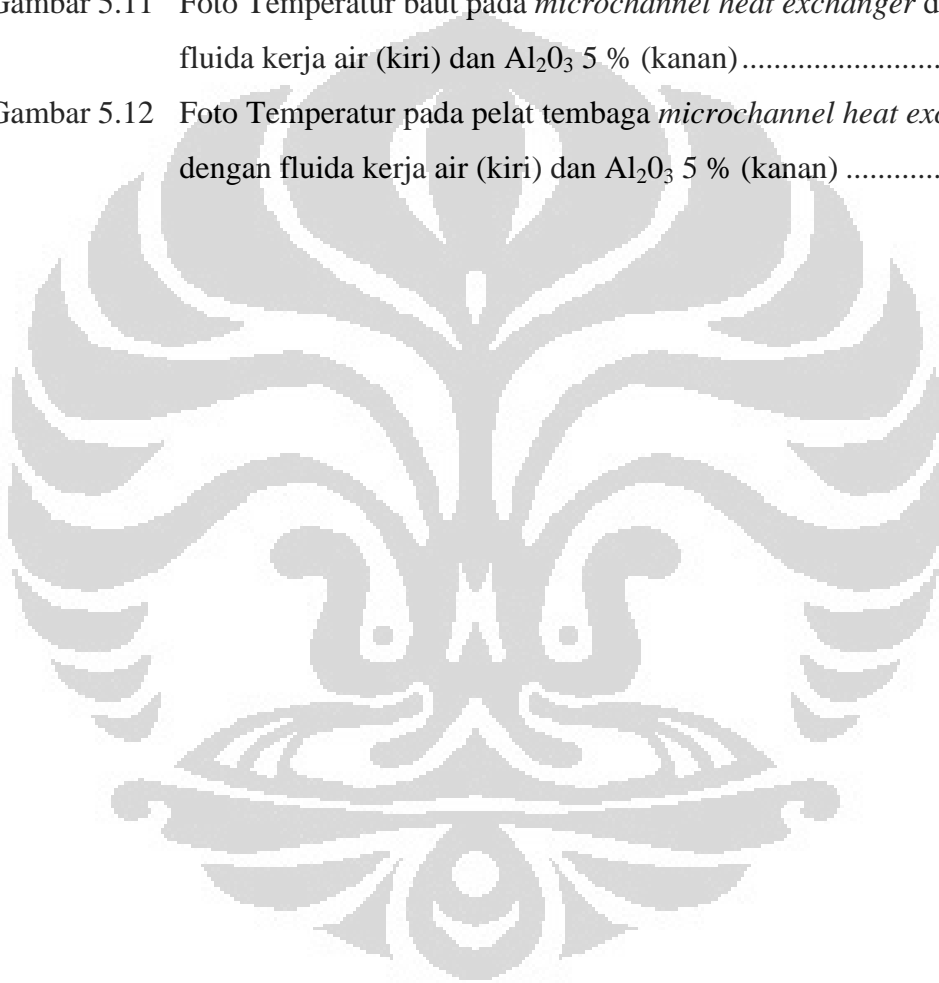
6.1	KESIMPULAN	45
6.2	SARAN	45
	LAMPIRAN.....	49



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	Diagram Moody	13
Gambar 3. 2	Gambar 3D <i>microchannel heat exchanger</i>	14
Gambar 3. 3	Konsep <i>plate heat exchanger</i> yang dijadikan inspirasi.....	15
Gambar 3. 4	Susunan bagian-bagian <i>microchannel heat exchanger</i>	15
Gambar 3.4	Bagian <i>top side</i> dan <i>end side</i>	16
Gambar 3. 5	<i>Polyoxymethylene</i> sebagai isolator.....	16
Gambar 3. 6	Bagian <i>hot side</i> dan <i>end side</i> yang terbuat dari pelat tembaga	17
Gambar 3. 7	Channel dengan kedalaman 0,2 mm	18
Gambar 3. 8	Bagian-bagian dari <i>microchannel heatexchanger</i>	18
Gambar 3. 9	Proses pengencangan baut dengan menggunakan kunci L heksagonal.....	19
Gambar 3. 10	Proses pengencangan <i>fitting</i> selang dengan menggunakan kunci pas ukuran 10	19
Gambar 3. 11	Dimensi <i>Microchannel heat exchanger</i>	20
Gambar 4.1	Modul NI 9203 (kiri) dan Modul NI 9213(kanan).....	23
Gambar 4. 2	<i>Power supply</i> yang digunakan untuk memberikan tegangan pada <i>differential pressure transmitter</i>	24
Gambar 4. 3	Pompa peristaltik yang digunakan sebagai penyalur fluida.....	25
Gambar 4. 4	Experimental Setup <i>Microchannel heat exchanger</i>	26
Gambar 4.5	<i>Thermal Conductivity Meter</i> KD2.....	29
Gambar 5. 1	Grafik data temperature keluar pada sisi panas.....	30
Gambar 5. 2	Grafik data temperatur keluar pada sisi dingin	31
Gambar 5. 3	Grafik data perbandingan laju aliran massa terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin	32
Gambar 5. 4	Grafik data perbandingan beda temperatur pada sisi dingin terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin	33
Gambar 5. 5	Grafik data perbandingan bilangan Reynolds dengan koefisien kalor keseuruhan	35
Gambar 5. 6	Grafik data perbandingan bilangan Nusselt fluida kerja terhadap bilangan Reynolds.....	36

Gambar 5. 7	Grafik data perbandingan laju aliran massa terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin	38
Gambar 5.8	Grafik perbandingan data pengujian dengan data teoritis.....	40
Gambar 5.9	Grafik perubahan pressure drop pada <i>microchannel</i> dengan variasi <i>flow rate</i>	40
Gambar 5.10	Foto Temperatur permukaan top side <i>microchannel heat exchanger</i> dengan fluida kerja air (kiri) dan Al ₂ O ₃ 5 % (kanan)	43
Gambar 5.11	Foto Temperatur baut pada <i>microchannel heat exchanger</i> dengan fluida kerja air (kiri) dan Al ₂ O ₃ 5 % (kanan).....	43
Gambar 5.12	Foto Temperatur pada pelat tembaga <i>microchannel heat exchanger</i> dengan fluida kerja air (kiri) dan Al ₂ O ₃ 5 % (kanan)	43

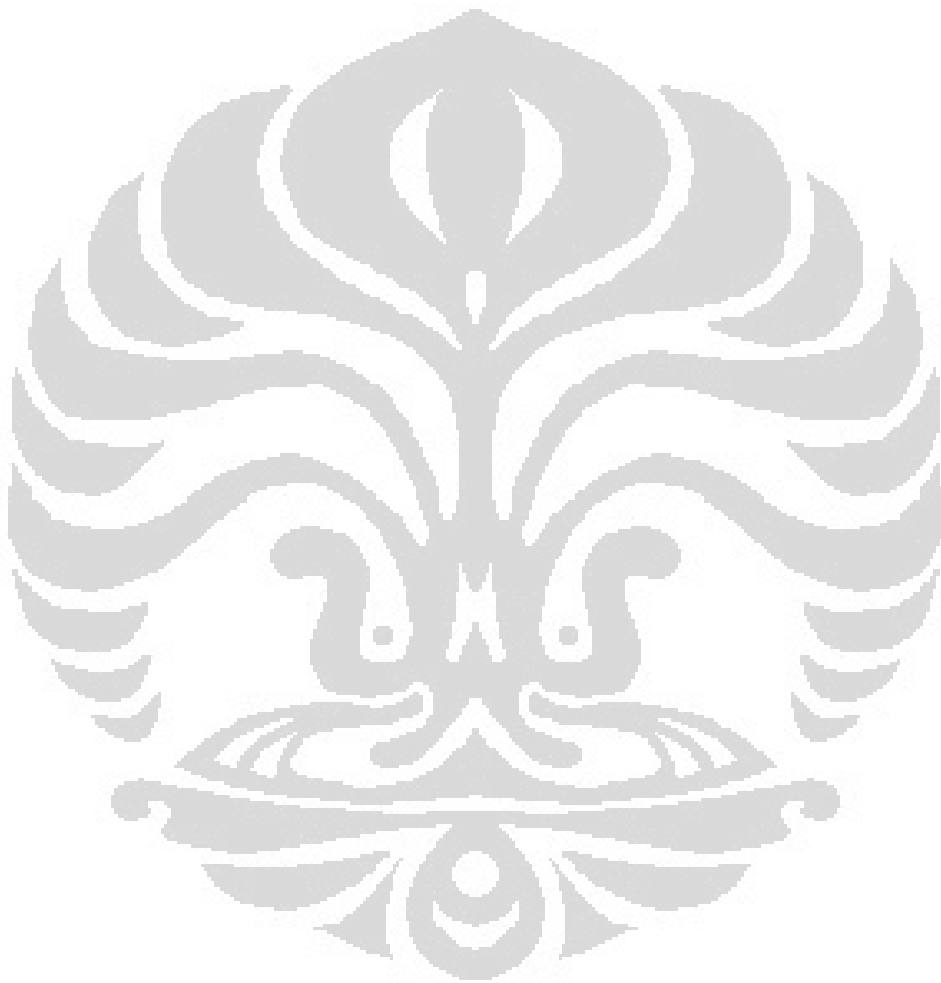


DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Klasifikasi Channel	6
Tabel 2.2	Konduktifitas Termal dari Beberapa Material pada Temperatur ruang	9
Tabel 2.3	Nilai dari koefisien perpindahan kalor secara konveksi	10
Tabel 4.1	Spesifikasi Modul NI 9203 dan Modul NI 9213.....	23
Tabel 4.2	Spesifikasi CTB yang digunakan dalam pengujian	24
Tabel 4.3	Spesifikasi Pompa Peristaltik FPU500 OMEGAFLEX.....	25
Tabel 4.4	Variasi <i>flow rate</i> dalam pengukuran temperature dan <i>pressure</i>	27
Tabel 4.5	Konduktivitas termal dan viskositas nano fluida	28
Tabel 5.1	Perbandingan perubahan <i>pressure drop</i> pada <i>microchannel</i> dengan variasi <i>flow rate</i> dan fluida kerja	41

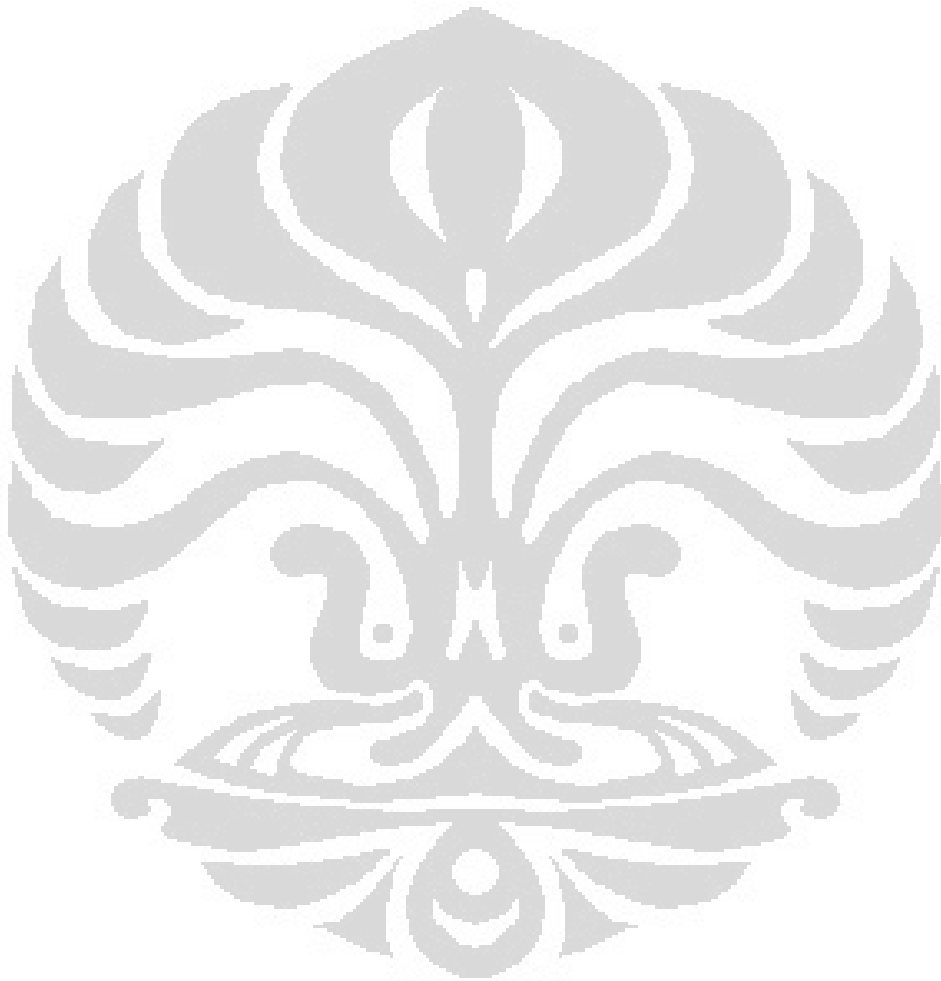
DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran 1 Data Pengukuran Channel *Microchannel heat exchanger*
Lampiran 2 Gambar Teknik *Microchannel heat exchanger*



DAFTAR SINGKATAN

CTB Circulating Thermostatic Bath



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Penggunaan perangkat elektronik telah menjadi kebutuhan utama manusia pada zaman ini. Tingkat aktivitas yang tinggi menuntut para engineer untuk membuat suatu alat guna mempermudah kegiatan dari manusia tersebut. Perangkat elektronik seperti handphone, komputer, dan laptop telah menjadi alat yang tidak bisa lepas dari aktivitas manusia. Sejak penemuan alat tersebut hingga sekarang, pengembangan akan alat elektronik tersebut tidak pernah berhenti.

Manajemen termal dalam perangkat elektronik telah menjadi konsentrasi para peneliti pada saat ini. Tingkat temperature tinggi yang diakibatkan oleh hasil kerja dari perangkat elektronik itu sendiri dapat menyebabkan menurunnya performa dari perangkat elektronik tersebut. Oleh karena itu *heat exchanger* merupakan bagian vital dalam sebuah perangkat elektronik yang dapat menjaga suhu optimum dari alat tersebut.

Ada dua fenomena dasar yang terjadi pada *heat exchanger* : aliran fluida dalam channel dan perpindahan kalor antara fluida dan dinding channel. Peningkatan performa dari sebuah *heat exchanger* dapat dilakukan dalam dua hal tersebut. Koefisiensi perpindahan kalor sangat bergantung pada rasio luas permukaan area dengan volum yang berarti semakin kecil dimensi channel memberikan koefisien perpindahan kalor yang lebih baik [1]. Oleh karena itulah sekarang banyak penelitian tentang *heat exchanger* yang menggunakan celah berukuran mikro atau biasa disebut dengan *microchannel heat exchanger*. *Microchannel heat exchanger* sendiri memiliki ukuran channel antara 10 μm hingga 200 μm [2].

$$h = \frac{Nu.k}{D} \quad (1.1)$$

Dari persamaan (1.1) diatas dengan D adalah diameter hidrolis, Nu adalah Nusselt Number, k adalah konduktivitas termal, dan h adalah koefisien perpindahan panas, dapat disimpulkan bahwa semakin kecil D (diameter hidrolis) yang digunakan maka semakin besar koefisien perpindahan panasnya [1]. Dengan

kenggulan ukuran dimensi yang lebih kecil dari *heat exchanger* pada umumnya ini diharapkan dapat menjadi pilihan utama dalam sistem pendingin elektronik di masa mendatang. Peralatan dengan ukuran mikro sering disebut dengan MEMS (*Micro Electro Mechanical System*).

Koefisien perpindahan kalor juga akan meningkat seiring meningkatnya konduktivitas dari material yang digunakan. Oleh karena itu cara lain meningkatkan koefisien perpindahan kalor adalah dengan menggunakan fluida kerja yang mempunyai nilai konduktivitas yang lebih besar dari air. Nano fluida yang sedang berkembang di dunia penelitian dapat menjadi solusi tepat untuk fluida kerja yang akan digunakan di *microchannel heat exchanger*. Nano fluida merupakan nano partikel yang memiliki ukuran kurang dari 100 nm yang tersuspensi dengan sebuah fluida dasar. Dari penelitian yang sudah dilakukan, nano fluida memiliki nilai konduktivitas termal yang lebih tinggi dibandingkan fluida dasarnya [3]

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Dalam proses perancangan dan pembuatan alat *microchannel heat exchanger* diinginkan suatu sistem pertukaran kalor yang efektif dan akan diaplikasikan dalam pendingin elektronik. Pada penelitian ini *heat exchanger* yang dibuat menggunakan prinsip kerja dari plate *heat exchanger* dengan channel berukuran mikro. Fluida yang digunakan dalam *heat exchanger* ini adalah air dan nano fluida yang nantinya akan dibandingkan. Fluida yang dialirkan kedalam *heat exchanger* terdiri dari fluida panas dan fluida dingin dari CTB (*Circulating Thermostatic Bath*) yang dipompakan oleh pompa peristaltic. Pada penelitian ini akan dianalisa mengenai koefisien perpindahan kalor dan juga pressure drop dari berbagai variasi flow rate fluida yang digunakan. Dan akan dianalisa juga efek penggunaan nano fluida dalam performa kerja *microchannel heat exchanger*.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Tujuan dari penelitian yang kami lakukan antara lain:

1. Mengetahui karakteristik dari *microchannel heat exchanger* tipe plate *heat exchanger*.
2. Menguji apakah pompa peristaltik dapat secara efektif digunakan sebagai pompa untuk mengalirkan fluida untuk *microchannel heat exchanger*.
3. Mengetahui *pressure drop* (jatuh tekan) yang terjadi pada *microchannel heat exchanger*.
4. Membandingkan nilai *heat transfer* antara air dan nano fluida.

1.4 PEMBATASAN MASALAH

Terdapat beberapa batasan masalah dalam penelitian ini, yaitu :

1. Pengujian menggunakan 2 CTB (*Circulating Thermostatic Bath*) untuk memberikkan fluida masing masing dengan suhu 10⁰C dan 50⁰C
2. Flow rate fluida yang digunakan adalah 50 ml/menit, 100 ml/menit, 150 ml/menit, 200 ml/menit, dan 250 ml/menit.
3. Melakukan pengukuran hilang tekan (*pressure drop*) pada sisi inlet dan outlet.
4. Menggunakan variasi fluida diantaranya aquades, nano fluida Al₂O₃ 1%, dan SnO₂ 1%

1.5 METODOLOGI PENELITIAN

Dalam penelitian ini, metodologi yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Studi Literatur
Studi Literatur merupakan proses pembelajaran yang berkaitan dengan materi-materi yang akan menjadi bahasan dalam penulisan serta penelitian. Studi Literatur berasal dari beberapa sumber antara lain: buku-buku, jurnal, dan situs-situs internet
2. Perancangan dan pembuatan alat *Microchannel Heat Exchanger*
Perancangan dan pembuatan *microchannel heat exchanger* ini merupakan tahap awal dalam penelitian ini.
3. Pengujian

Pengujian alat dilakukan dengan mengukur temperature pada beberapa titik yang akan menjadi analisa karakteristik dari alat uji. Pada pengukuran temperature digunakan termokopel sebagai alat ukur temperature yang terlebih dahulu melalui proses kalibrasi supaya hasil yang diperoleh akurat. Termokopel akan ditempatkan di beberapa titik yakni di outlet dan inlet dari *heat exchanger*. Pada pengujian kali ini juga mengukur pressure drop dari *heat exchanger* menggunakan pressure transducer. Pada pengujian kali ini terdapat beberapa variasi antara lain : variasi dari flow rate fluida yang masuk kedalam *heat exchanger*, variasi penggunaan fluida air dan nano fluida.

4. Analisa dan Kesimpulan Hasil Pengujian

Dari proses pengujian akan diperoleh hasil berupa data yang berikutnya diolah menjadi grafik. Dari grafik tersebut akan dilakukan analisa serta perbandingan dengan data-data lainnya untuk melihat fenomena yang terjadi pada *microchannel heat exchanger*

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

Sistematika penulisan skripsi ini dilakukan menurut bab-bab sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Bagian ini berisi latar belakang yang melandasi penulisan skripsi, perumusan masalah, tujuan dari dilakukannya penelitian ini, pembatasan dari beberapa masalah supaya penelitian ini lebih terencana dan terarah, metodologi penelitian yang dilakukan, dan sistematika penulisan dari penelitian ini.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Bagian ini berisi tentang dasar teori yang merupakan landasan dari penelitian *microchannel heat exchanger* ini. Diantaranya yang menjadi landasan teori adalah mengenai *microchannel*, pressure drop, nano fluida, dan dasar dasar *heat transfer*.

BAB 3 PERANCANGAN ALAT *MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER*

Bab ini menjelaskan langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian yang dimulai dari perancangan alat, sistematika penelitian dan proses pengambilan data yang dilakukan.

BAB 4 PENGUJIAN ALAT *MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER*

Dalam bab ini akan dijelaskan tahapan dari experimental setup serta langkah langkah dalam pengambilan variasi data pada *Microchannel Heat Exchanger*.

BAB 5 ANALISA DAN HASIL

Pada bagian ini berisi tentang analisa dari data dan grafik dari perngujian alat *microchannel heat exchanger* yang telah dilakukan.

BAB 6 KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini akan diberikan kesimpulan yang dapat diambil dari seluruh analisa pengujian yang telah dilakukan dan. Dalam bab ini juga berisi tentang evaluasi dari pengujian serta saran saran yang dapat dilakukan untuk kedepannya.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER

Microchannel heat exchanger memiliki prinsip yang sama dengan *heat exchanger* yang lain pada umumnya. Hanya terdapat perbedaan pada ukuran dimensi dari diameter hidroliknya. Didalam buku karangan S.Kandlikar et al [2] klasifikasi channel dibagi dalam tabel 2.1

Tabel 2.1 Klasifikasi Channel

<i>Conventional Channels:</i>	$D_h > 3 \text{ mm}$
<i>Minichannels:</i>	$200 \mu\text{m} \leq D_h \leq 3 \text{ mm}$
<i>Microchannels:</i>	$10 \mu\text{m} \leq D_h \leq 200 \mu\text{m}$
<i>Transitional Channels:</i>	$0.1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 10 \mu\text{m}$
<i>Transitional Microchannels:</i>	$1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 10 \mu\text{m}$
<i>Transitional Nanochannels:</i>	$0.1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \mu\text{m}$
<i>Molecular Nanochannels:</i>	$D_h \leq 0.1 \mu\text{m}$

Dari tabel 2.1 diatas dapat disimpulkan bahwa *microchannel* memiliki ukuran D (diameter hidrolik) diantara 200 μm dan 10 μm . *Microchannel heat exchanger* juga memilii bentuk geomteri yang berbeda beda seperti *heat exchanger* lainnya. *Microchannel heat exchanger* dapat berbentuk *tube*, *plate* dan *fin* tergantung tujuan dan kebutuhan dari desain *heat exchanger* tersebut. Prinsip dari *microchannel heat exchanger* adalah semakin kecil diameter hidrolik dari sebuah heax *exchanger*, maka semakin besar pula koefisien perpindahan panasnya.bisa dilihat dalam persamaan berikut :

$$h = \frac{Nu.k}{D} \quad (2.1)$$

Dari persamaan (2.1) dengan D adalah diameter hidrolik,Nu adalah Nusselt Number,k adalah konduktivitas termal,dan h adalah koefisien perpindahan

panas, dapat disimpulkan bahwa semakin kecil D (diameter hidrolis) yang digunakan maka semakin besar koefisien perpindahan panasnya [1]. Dengan kenggulan ukuran dimensi yang lebih kecil dari *heat exchanger* pada umumnya ini diharapkan dapat menjadi pilihan utama dalam sistem pendingin di masa mendatang.

Robert J. Kee et al [4]. Melakukan penelitian mengenai *microchannel heat exchanger* yang terbuat dari material jenis keramik alumina dengan kandungan 94%. Material keramik memiliki banyak keuntungan dibandingkan dengan bahan logam, salah satunya adalah dapat beroperasi pada temperatur yang sangat tinggi. Fluida kerja yang digunakan dalam pengujian ini adalah gas. *Microchannel heat exchanger* ini memiliki dimensi 2.8 mm untuk lebar dan 500 mikrometer untuk tinggi saluran dengan jumlah saluran sebanyak 10 buah. Dari pengujian ini didapatkan bahwa nilai *effectiveness* dapat mencapai nilai 70%.

Joseph Dix et al [5]. Melakukan penelitian mengenai laju alir fluida dan perpindahan kalor pada *microchannel heat exchanger* dengan cara menggabungkan hasil simulasi dan hasil eksperimen. Dari hasil pengujian tersebut didapatkan bahwa dengan menggunakan konsep design *microchannel* pada alat penukar kalor maka akan meningkatkan perpindahan kalor tetapi juga mengakibatkan kenaikan *pressure drop* secara signifikan.

Thanhtrung Dang et al [6]. Melakukan simulasi dan pengujian untuk mempelajari karakteristik aliran fluida dan perpindahan kalor pada *microchannel heat exchanger counter flow*. Dimensi *microchannel heat exchanger* ini mempunyai lebar 500 μm dan tinggi saluran 300 μm yang berjumlah 10 buah. Dari pengujian ini didapat nilai *heat flux* sebesar 17.4 W/cm^2 dari fluida kerja air bertemperatur masuk pada sisi panas 70°C dengan laju aliran massa 0.2503 g/s dan pada sisi dingin 21.5°C dengan laju aliran massa 0.2906 g/s.

Tri Lam Ngo et al [7]. Melakukan pengujian dengan *microchannel heat exchanger* dengan variasi bentuk *fin* dengan geometri seperti huruf S dan zigzag. Pengujian ini menggunakan simulasi 3 dimensional komputasi dinamika fluida (3D CFD) FLUENT. Dari hasil simulasi didapatkan bahwa *microchannel heat exchanger* yang memiliki geometri bentuk fin seperti huruf S memiliki 6-7 kali

lipat pressure drop yang lebih rendah dibandingkan dengan *microchannel heat exchanger* yang memiliki geometri zigzag.

2.2 PROSES PERPINDAHAN KALOR

Proses perpindahan kalor dapat terjadi dalam tiga jenis, antara lain

1. Konduksi

Perpindahan kalor yang terjadi secara konduksi berarti perpindahan kalor/panas tanpa diikuti oleh perpindahan dari molekul benda tersebut. Konduksi juga dapat dikatakan sebagai transfer energi dari sebuah benda yang memiliki energi yang cukup besar menuju ke benda yang memiliki energi yang rendah. Persamaan yang digunakan untuk perpindahan kalor konduksi dikenal dengan Hukum Fourier [8] :

$$q = -k \cdot A \frac{T_0 - T_1}{\Delta x} \quad (2.2)$$

Dimana :

q = Energi kalor (W)

k = Konduktivitas thermal (W/m.K)

A = Luas permukaan (m^2)

Δx = Tebal penampang permukaan (m)

T_0 = Temperatur yang lebih tinggi (K)

T_1 = Temperatur yang lebih rendah (K)

Nilai minus, (-) dalam persamaan diatas menunjukkan bahwa kalor selalu berpindah ke arah temperatur yang lebih rendah. *Heat flux* q''_k (W/m^2) merupakan rata-rata perpindahan panas pada arah x per unit luasan tegak lurus dengan arah perpindahan panas, nilai dari *heat flux* proporsional dengan temperatur gradien dT/dx pada arah tersebut. Konduktivitas termal (W/m.K) merupakan transport properties yang dimiliki oleh material medium proses perpindahan panas. Nilai minus pada hukum *fourier* menandakan bahwa kalor berpindah ke arah penurunan temperature.

Tabel 2.2 Konduktifitas Termal dari Beberapa Material pada Temperatur ruang [30]

Material	Konduktifitas Termal, W/m.K
Copper	401
Silver	429
Gold	317
Aluminium	237
Steel	60,5
Limestone	2,15
Bakelite	1,4
Water	0,613
Air	0,0263

2. Konveksi

Konveksi merupakan proses perpindahan panas yang terjadi antara permukaan padat dengan fluida yang mengalir di sekitarnya, dengan menggunakan media penghantar berupa fluida (cairan/gas) [8]. Dasar dari proses konveksi adalah hukum *newton*. Konveksi adalah perpindahan kalor yang terjadi akibat adanya pergerakan molekul pada suatu zat, gerakan inilah yang menyebabkan adanya transfer kalor. Konveksi sendiri dapat dibagi menjadi dua, yaitu konveksi bebas atau konveksi alamiah dan konveksi paksa. Konveksi bebas atau konveksi alamiah terjadi apabila pergerakan fluida dikarenakan gaya apung (*bouyancy force*) akibat perbedaan densitas fluida tersebut. Perbedaan kerapatan itu sendiri bisa terjadi karena adanya perbedaan temperatur akibat proses pemanasan. Sedangkan pada konveksi paksa pergerakan fluida terjadi akibat oleh gaya luar seperti dari kipas (*Fan*) atau pompa. Pada perpindahan kalor konveksi berlaku hukum pendinginan Newton, yaitu :

$$q = h.A(T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

Dimana :

q = Energi kalor (W)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (W/m².K)

A = Luas area permukaan (m²)

T_s = Temperatur permukaan (K)

T_∞ = Temperatur *ambient* (K)

Tabel2.3 Nilai dari koefisien perpindahan kalor secara konveksi

Proses	h (W/m ² .K)
Konveksi natural	
Gas	2-25
Liquid	50-1.000
Konveksi paksa	
Gas	25-250
Liquid	50-20.000
Konveksi dengan perubahan fasa	
Kondensasi dan Boiling	2.500-100.000

3. Radiasi

Radiasi merupakan proses perpindahan panas yang terjadi karena pancaran/sinar/radiasi gelombang elektromagnetik tanpa memerlukan media perantara. Dasar dari proses radiasi adalah hukum *Stefan-Boltzman*

$$q_r = \varepsilon\sigma AT^4 \quad (2.4)$$

ε merupakan emisivitas yang merupakan sifat dari permukaan, apabila permukaan tersebut *black body* maka nilai emisivitasnya adalah 1. σ adalah konstanta *boltzman* yang memiliki nilai $5,67 \times 10^{-8}$. Sedangkan T merupakan temperatur absolute dari permukaan.

2.3 NANO FLUIDA

Perkembangan nano teknologi dewasa ini telah mengarah pada kelas fluida abru dan agak khusus, disebut nano fluida. Nano fluida ini memiliki potensi besar untuk aplikasi pada perpindahan kalor. Istilah nanofluida berarti dua campuran fase dimana fase yang kontinyu biasanya cairan dan fase yang terdispersi terdiri dari nano partikel padat yang sangat halus, berukuran lebih kecil dari 100 nm. Choi et al, [9] adalah orang pertama yang menggunakan istilah nanofluida yang menggunakan fluida cair dengan nano partikel tersuspensi didalamnya. Partikel CuO dan Al₂O₃ berukuran nanometer dicampur dengan fluida cair diantaranya air dan *ethyleneglycol*. Hasil penelitian diperoleh peningkatan termal konduktivitas sebesar 20%. Peningkatan konduktivitas termal sekitar 60% dapat dicapai untuk nanofluida yang terdiri dari air dengan 5% nano partikel CuO.

Dari segi konduktivitas termal, Nano fluida merupakan partikel yang stabil dan memiliki konduktivitas panas yang sangat baik. Penyebaran dalam jumlah kecil pada nano tube, dapat merubah konduktivitas termal pada fluida dasar, yakni mengalami peningkatan 2.5 % pada fraksi volume 1%. Konduktivitas termal efektif pada nano fluida meningkat dengan suhu lingkungan atau suhu ruangan.

Meskipun perkembangan penelitian tentang konduktivitas termal nanofluida telah banyak dilakukan sebelumnya, namun masih merupakan misteri bagaimana mekanisme terjadinya peningkatan perpindahan kalor pada nanofluida. Bhattacharya et. al [10], menggunakan teknik simulasi dinamika *Brownian* untuk menghitung konduktivitas termal efektif nanofluida. Seok Pil Jang et. al [11], berpendapat bahwa gerak *Brownian* dari nano partikel pada tingkat skala nano dan molekul adalah suatu mekanisme pengatur sifat termal dari nanofluida.

Nandy et. Al [12], meneliti tentang konveksi bebas pada nanofluida di dalam silinder horizontal yang dipansakan pada satu ujung dan ujung lainnya didinginkan. Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa fluida ini berbeda karakter dari *slurry* pada umumnya. Sementara Xuan dan Qian Li [13], juga melakukan percobaan untuk menyelidiki perpindahan kalor konveksi dan karakteristik aliran

dari nanofluida seiring dengan laju aliran dan juga fraksi volume nano partikel sementara nilai koefisien perpindahan kalornya lebih besar dari pada fluida dasarnya (air) pada laju aliran yang sama. Kemudian Louis Gosselin et al [14], mengkombinasikan disipasi energi dan perpindahan kalor untuk mengoptimalkan aliran pada nano fluida. Penelitian dilakukan pada aliran lapisan turbulen dan laminar, dan sasarannya adalah untuk memaksimalkan perpindahan kalor yang lepas dari sebuah pelat panas dengan nano fluida. Nandy et al, melakukan eksperimen tentang perpindahan kalor konveksi paksa pada nano fluida dengan nano partikel Al_2O_3 . Pengukuran koefisien perpindahan kalor ini dilakukan dengan menggunakan alat penukar kalor pipa ganda dalam susunan tipe aliran berlawanan. Hasil pengukuran menunjukkan peningkatan nilai koefisien konveksi, untuk nano fluida konsentrasi 1% sebesar 6-10 % dan konsentrasi 4% sebesar 7-17 % [15]. Hal ini juga pernah diprediksi oleh Nandy et. Al, [16] . Dan diperkuat dengan penelitian lanjutannya yang menunjukkan peningkatan koefisien perpindahan kalor sebesar 6%-8% pada konsentrasi 1%-4%. Nandy et. Al, [17] , meneliti lebih lanjut perpindahan kalor kondensasi film pada condenser silinder vertical dengan nanofluida Al_2O_3 – air. Hasil yang didapat yaitu untuk nanofluida konsentrasi 1 % terjadi peningkatan koefisiennya sebesar 12%-19% dan konsentrasi 4% sebesar 23%-33%.

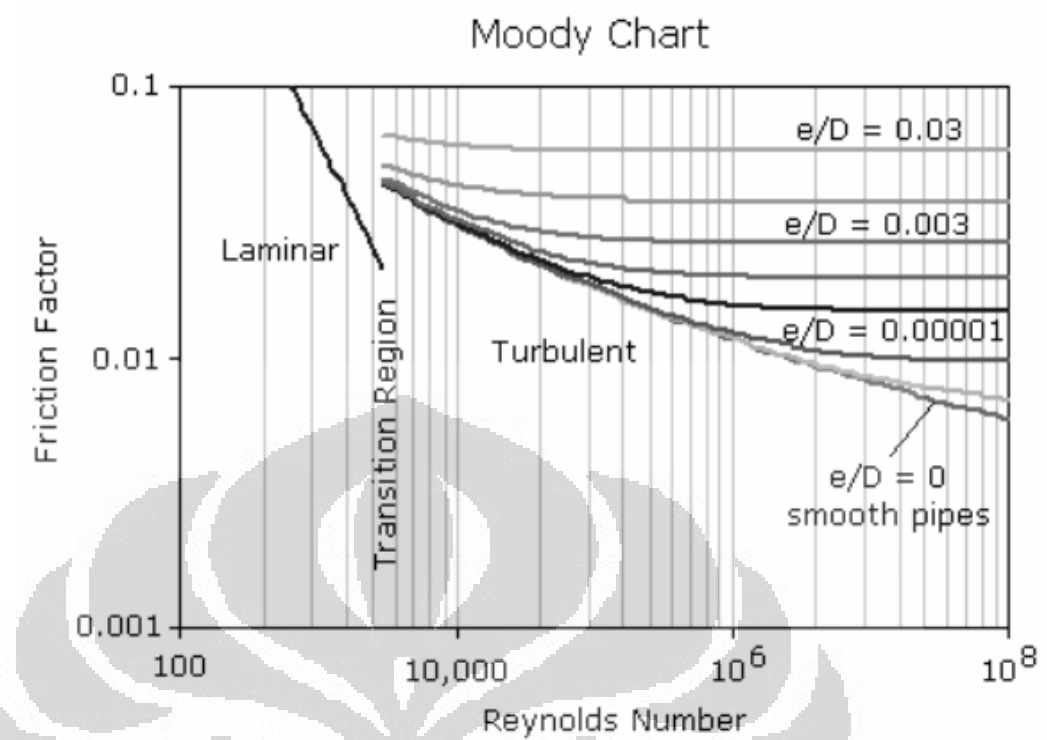
Suatu permodelan yang komprehensif telah diusulkan pula untuk menjelaskan peningkatan yang besar dari konduktivitas termal di dalam nanofluida dan ketergantungannya akan temperatur, dimana teori model konvensional tidak mampu untuk menjelaskannya. Adapun model yang diusulkan tersebut adalah model partikel diam (*stationary particle model*), yang menjelaskan ketergantungan nilai k (*thermal conductivity*) pada konsentrasi volume dan ukuran partikel. Kemudian model yang kedua adalah model partikel bergerak (*moving particle model*) yang menjelaskan bahwa ketergantungan yang kuat akan temperatur pada medium dihubungkan dengan variasi kecepatan nano partikel dengan temperatur.

2.4 PRESSURE DROP

Pressure drop merupakan peristiwa hilangnya tekanan pada suatu fluida yang mengalir pada sebuah pipa atau *channel*. Adanya perbedaan tekanan fluida ketika masuk dan keluar pipa/channel dapat disebabkan oleh beberapa faktor. Diantaranya adalah hambatan aliran, kekasaran permukaan dalam pipa/channel, gesekan air dengan permukaan pipa/channel, panjang pipa/channel, diameter hidrolis dari pipa/channel, dan juga kecepatan dari aliran fluida tersebut [18]. Untuk menghitung perbedaan tekanan antara sisi masuk pipa dan sisi keluar pipa sering kali menggunakan rumus Bernoulli [19] seperti dibawah ini

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + z_A = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + z_B + f \frac{L}{D} \frac{V_B^2}{2g}$$

Didalam persamaan diatas, tekanan disisi masuk pipa disimbolkan dengan subscript A dan tekanan di sisi keluar pipa disimbolan dengan subscript B. dimana $z_A - z_B$ adalah perbedaan ketinggian antara sisi masuk dan keluar pipa dalam satuan meter. D adalah diameter pipa. L adalah panjang pipa dan f adalah faktor gesekan. Faktor gesekan bisa dicari dari diagram Moody seperti gambar 2.2 dibawah ini [19].



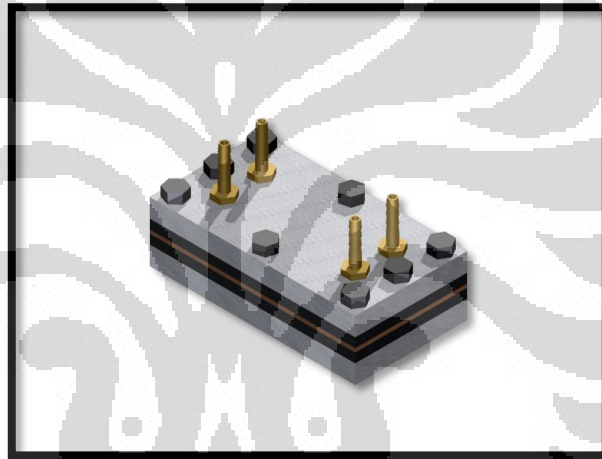
Gambar 2. 5 Diagram Moody

BAB 3

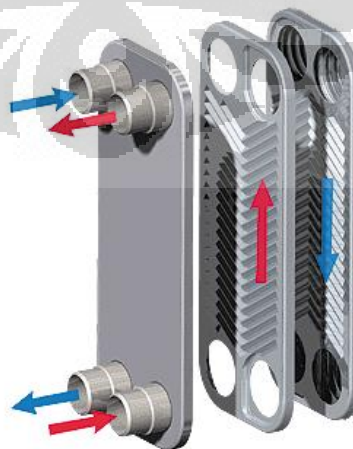
PERANCANGAN ALAT *MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER*

3.1 KONSEP RANCANGAN

Pada penelitian kali ini konstruksi alat *microchannel heat exchanger* yang ditunjukkan oleh gambar 3.1 dibuat peneliti dengan menggabungkan konsep kerja dari *microchannel* dan *plate heat exchanger*. *Plate heat exchanger* seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.2 merupakan salah satu jenis alat penukar kalor yang menggunakan pelat sebagai dinding pemisah antara fluida panas dan dinginnya.

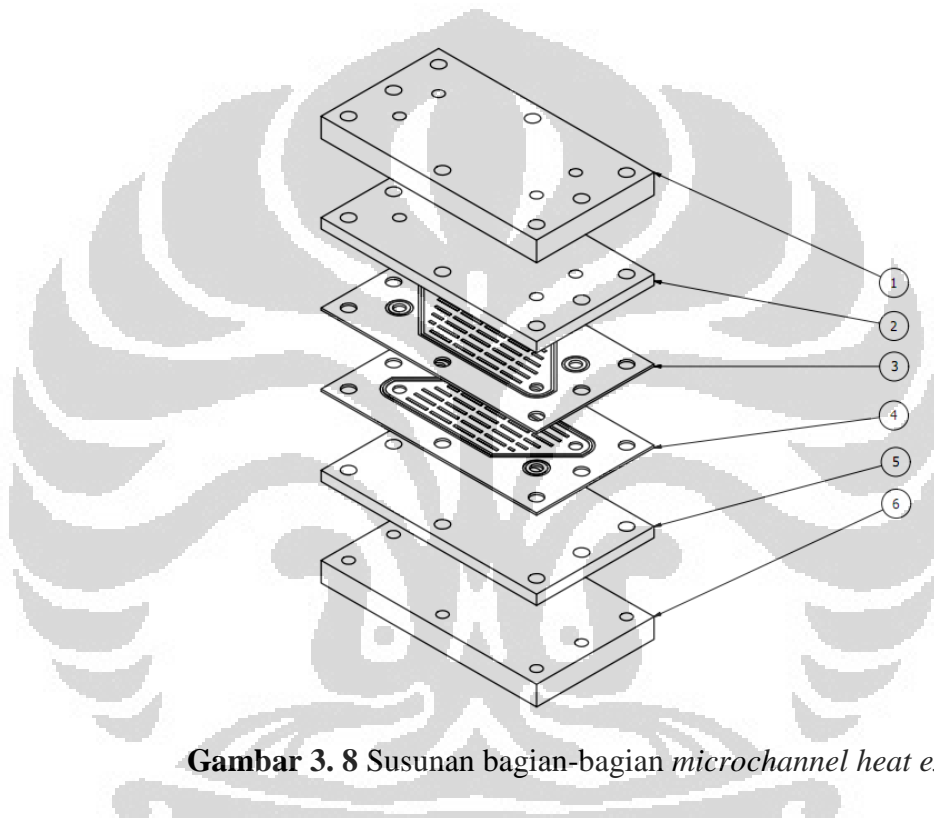


Gambar 3. 6 Gambar 3D *microchannel heat exchanger*.



Gambar 3. 7 Konsep *plate heat exchanger* yang dijadikan inspirasi.

Alat *microchannel heat exchanger* yang digunakan dalam pengujian ini terdiri dari enam komponen utama. Setiap komponen tersebut memiliki fungsi tersendiri dan saling menunjang satu dan lainnya. Enam komponen utama tersebut sesuai urutan dari atas ke bawah seperti yang terlihat pada Gambar 3.3, yaitu: *top side*, *top side isolator*, *hot side*, *cold side*, *isolator end side*, dan *end side*.



Gambar 3. 8 Susunan bagian-bagian *microchannel heat exchange*

Top Side dan *end side* pada konstruksi alat ini berfungsi sebagai bagian terluar dan juga penahan bagian Polyoxymethylene (POM) *Side*, *hot side*, dan *cold side* yang berada diantaranya. Seperti yang dapat kita lihat di gambar 3.4 Jenis Material yang digunakan adalah Pelat Aluminium dengan tebal 10 mm. Pada bagian *top side* juga terdapat 4 saluran untuk inlet fluida *hot side*, outlet fluida *hot side*, inlet fluida *cold side*.



Gambar 3.4 Bagian *top side* dan *end side*

Pada bagian *Polyoxymethylene (POM) side* yang terlihat pada gambar 3.5 ini berguna sebagai isolator. Pemilihan material *Polyoxymethylene* didasarkan oleh nilai konduktifitas termal yang rendah. Kelebihan dari material POM ini adalah kemampuan absorpsi yang rendah terhadap air. Sehingga sangat tepat digunakan untuk alat ini yang menggunakan air sebagai fluida kerja utama.



Gambar 3.5 *Polyoxymethylene* sebagai isolator

Selanjutnya pada bagian *Hot side* yang diperlihatkan pada gambar 3.6 akan mengalir fluida dengan temperatur tinggi dan *cold side* dengan fluida yang mempunyai temperature lebih rendah. Pada bagian ini material yang digunakan adalah pelat tembaga dengan tebal 1mm. Kemudian terdapat channel untuk aliran fluida dengan kedalaman 0,2 mm. Kedalaman Channel ini telah diukur di Laboratorium Metrologi Departemen Teknik Mesin (data terlampir).



Gambar 3. 6 Bagian *hot side* dan *end side* yang terbuat dari pelat tembaga.

3.2 PEMBUATAN ALAT

Proses pertama pembuatan alat adalah membuat desain keseluruhan komponen prototipe didalam software CAD dimana dimensi disesuaikan dengan fungsi dan konsep yang diinginkan. Dalam proses pembuatan desain harus diperhatikan suaian dimensi dari komponen yang ingin dibuat agar tidak terjadi kesalahan ketika proses manufakturnya.

Setelah desain alat *microchannel heat exchanger* disetujui, barulah dilakukan proses manufaktur. Bagian tersulit dalam membuat alat *microchannel* ini adalah dalam pembuatan *microchannel* dengan kedalaman yang sangat kecil sekitar 0,2 mm dan dapat kita lihat pada gambar 3.7 . Oleh karena itu sangat diperlukan alat milling CNC yang akurat.



Gambar 3. 7 Channel dengan kedalaman 0,2 mm

3.3 PROSES PERAKITAN ALAT

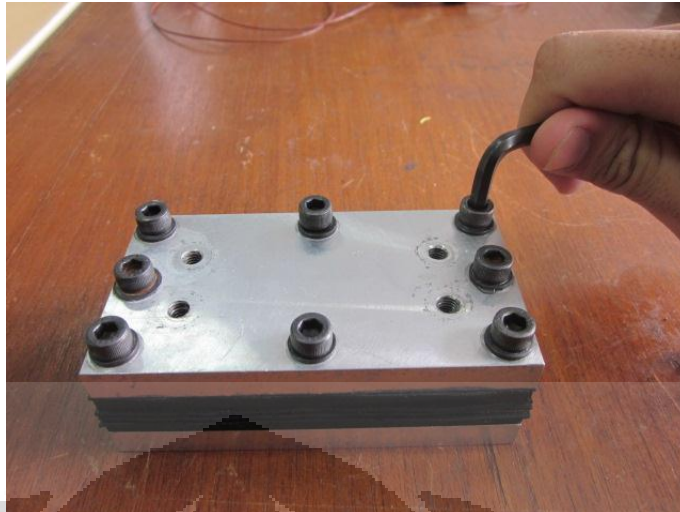
Berikut ini adalah langkah-langkah pembuatan dan perakitan alat hingga menjadi *Microchannel heat Exchanger* yang dapat digunakan untuk melakukan pengujian. Pertama siapkan *top side*, *end side*, *polyoxymethylene Side*, *hot side*, dan *cold side* yang merupakan bagian bagian dari *microchannel heat exchanger*. Bagian bagian ini diperlihatkan pada gambar 3.8 .



Gambar 3. 8 Bagian-bagian dari *microchannel heatexchanger*

Langkah selanjutnya adalah menggunakan rubber seal di daerah *hot side* dan juga *cold side* yang bertujuan agar fluida kerja tidak keluar dari daerah kerja dan tidak bercampur antara sisi panas dan sisi dingin. Setelah itu menyusun bagian bagian *microchannel heat exchanger* sesuai dengan urutan seperti gambar 3.3.

Kemudian dilakukan pemasangan baut 6 mm di setiap sisi dari *microchannel*. Proses pengencangan baut ini dilakukan dengan menggunakan teknik pengencangan dengan arah diagonal berlawanan seperti yang diperlihatkan pada gambar 3.9. Hal ini bertujuan agar tidak ada celah antar sisi dari bagian *microchannel heat exchanger* dan tertutup rapat secara sempurna.



Gambar 3. 9 Proses pengencangan baut dengan menggunakan kunci L heksagonal.

Setelah semua baut telah terpasang dilanjutkan dengan memasang noozle pada bagian outlet dan inlet sebagai tempat masuknya fluida kerja. Noozle dikencangkan dengan menggunakan kunci pas atau kunci inggris.

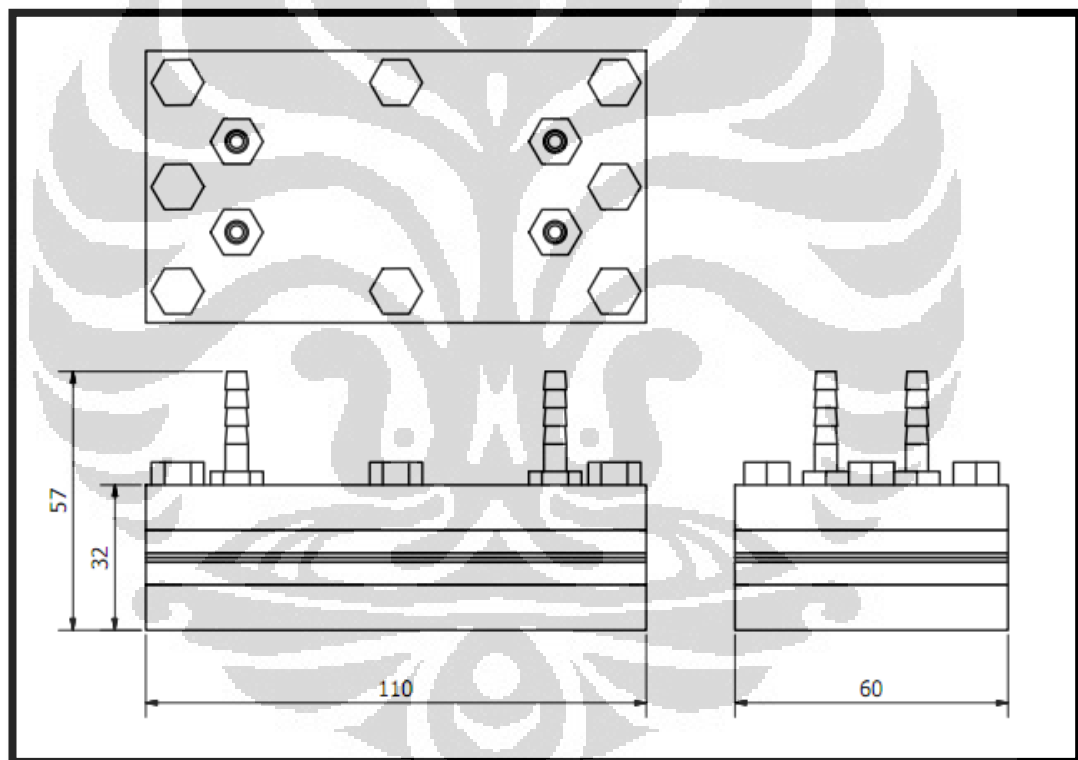


Gambar 3. 10 Proses pengencangan *fitting* selang dengan menggunakan kunci pas ukuran 10.

Sebelumnya selang dengan diameter dalam $\frac{1}{4}$ inch yang digunakan dalam percobaan ini diinstalasikan termokopel yg bertujuan membaca temperatur di daerah masuk dan keluarnya fluida dari *microchannel*. Kemudian selang disambungkan ke noozle dan dilapisi oleh *thermaflex* sebagai isolator.

Setelah selang terpasang ke nozzle, selang yang sudah terpasang dengan *thermafex* dihubungkan ke dalam pompa peristaltik. Kemudian dihubungkan ke dalam CTB (Circulating Thermostatic Bath). CTB yang digunakan berjumlah 2 dengan masing-masing untuk fluida dengan temperatur tinggi dan temperature rendah. Penggunaan hermafex adalah untuk mengurangi kalor yang terlepas ke udara selama perjalanan dari CTB (Circulating Thermostatic Bath) menuju *microchannel heat exchanger*.

3.4 SPESIFIKASI TEKNIS



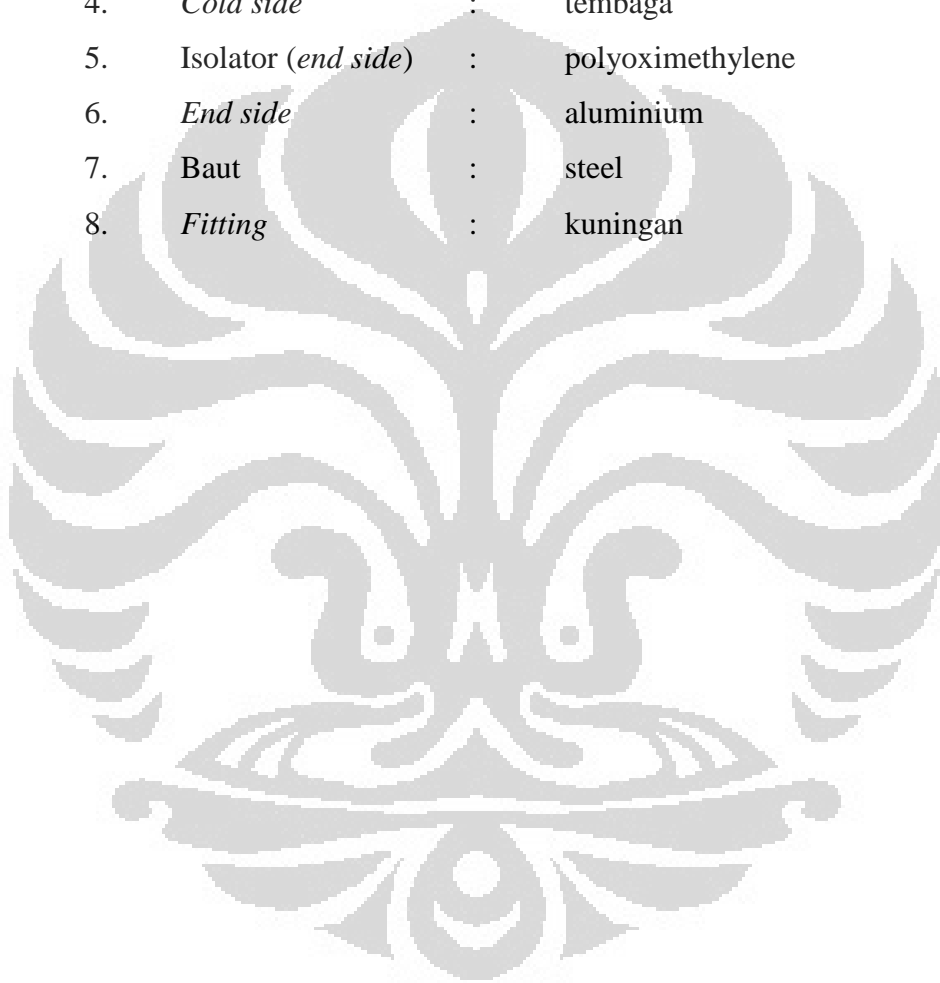
Gambar 3. 11 Dimensi *Microchannel heat exchanger*

Dimensi : 110 mm x 60 mm x 57 mm

Berat : 500 gr

Material

1. *Top side* : aluminium
2. *Isolator (top side)* : polyoximethylene
3. *Hot side* : tembaga
4. *Cold side* : tembaga
5. *Isolator (end side)* : polyoximethylene
6. *End side* : aluminium
7. *Baut* : steel
8. *Fitting* : kuningan



BAB 4

PENGUJIAN ALAT *MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER*

4.1 TUJUAN PENGUJIAN

Pengujian *microchannel heat exchanger* bertujuan untuk mengetahui karakteristik dari alat penukar kalor ini dengan menggunakan pompa peristaltik sebagai penyalur air dan *circulating thermostatic bath* sebagai sumber air panas dan dinginnya. Pengujian dilakukan untuk mengetahui temperatur masukan dan keluaran pada sisi panas dan dingin *microchannel heat exchanger*. Selain mengukur temperatur tersebut, pengukuran terhadap *pressure drop* yang terjadi pada *microchannel heat exchanger* juga dilakukan dengan menggunakan *differential pressure transmitter*.

4.2 INSTALASI PENGUJIAN

Pengujian *Microchannel Heat Exchanger* ini dilakukan melalui beberapa tahap persiapan, Hal pertama yang harus dilakukan adalah mempersiapkan peralatan-peralatan yang akan digunakan antara lain : Pompa Peristaltik, selang silikon dengan diameter dalam 1/4 inch, dua buah CTB (*circulating thermostatic bath*), Termokopel, *differential pressure transmitter*, *power supply*, dan data akuisisi.

Kemudian melakukan persiapan data akuisisi temperatur dengan menghubungkan termokopel ke titik titik pengukuran, diantaranya inlet sisi panas, outlet sisi panas, inlet sisi dingin, dan outlet sisi dingin. Adapun termokopel yang digunakan adalah termokopel tipe K yang terbentuk dari material kromel (Nikel – Kromium) dan Alumel (Nikel – Aluminium) dengan diameter 0,02 mm. Kemudian hubungkan termokopel ke data akuisisi National Instrument NI 9213. Selanjutnya Memasang selang silikon ke semua inlet dan outlet *microchannel heat exchanger*. Dan kemudian dengan menghubungkan inlet dan outlet *microchannel heat exchanger* dengan *pressure transmitter*. Kemudian

hubungkan kabel dari *pressure transmitter* ke data akuisisi NI 9203. Spesifikasi dari modul NI 9203 dan NI 9213 adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Spesifikasi Modul NI 9203 dan Modul NI 9213

Modul	NI 9203	NI 9213
Channel	8 analog	16 analog
Resolution	16 bit	24 bit
Range	± 20 mA	± 78.125 mV
Percent Error	± 0.02 %	± 0.02 %
Power	12 - 30 VDC	12 - 30 VDC



Gambar 4.1 Modul NI 9203 (kiri) dan Modul NI 9213 (kanan)

Setelah Instalasi selang selesai, dilanjutkan dengan Menghubungkan *pressure transmitter* dengan power supply. Kemudian nyalakan power supply dan atur tegangannya pada 24V. Power supply yang digunakan adalah buatan Atten Instrument dengan model ATTEN KPS 3050 DA seperti yang diperlihatkan pada gambar 4.2 . Power Supply tersebut memiliki tegangan maksimum 50 Volt dan arus maksimum 50 Ampere.



Gambar 4. 2 Power supply yang digunakan untuk memberikan tegangan pada *differential pressure transmitter*.

Kemudian hubungkan selang silikon ke kedua sisi dari pompa peristaltik. Kemudian selang yang sudah terpasang masing masing dihubungkan kedalam CTB yang berbeda. Kedua CTB itu nanti akan di atur dengan temperature yang berbeda. Untuk mencegah *heat loss* di sekitar selang ketika fluida mengalir dari CTB hingga ke inlet *heat exchanger* maka digunakan *thermaflex* sebagai selubung isolator. *Thermaflex* dipilih karena memiliki konduktivitas termal yang sangat kecil sekitar 0,034 W/mK.

Tabel 4.2 Spesifikasi CTB yang digunakan dalam pengujian

Penggunaan	Fluida Panas	Fluida Dingin
Tipe	CC1-K12-NR	K12-CC-NR
Temperatur Operasi	-20°C – 200°C	
Daya pendinginan	0.2 Kw (pada 0oC)	0.25 kW (pada 20oC)
Daya pemanasan	1 kW	2 kW

Langkah selanjutnya Menghubungkan modul data akuisisi NI 9203 dan NI 9213 ke Chassis DAQ. Chassis DAQ yang digunakan adalah chassis DAQ tipe 9174. Kemudian hubungkan DAQ ke komputer lewat *port* usb. Kemudian jalankan software labview 8.5 dan pastikan semua data temperature dan pressure telah terbaca dengan baik dan benar.



Gambar 4.3 Pompa peristaltik yang digunakan sebagai penyalur fluida.

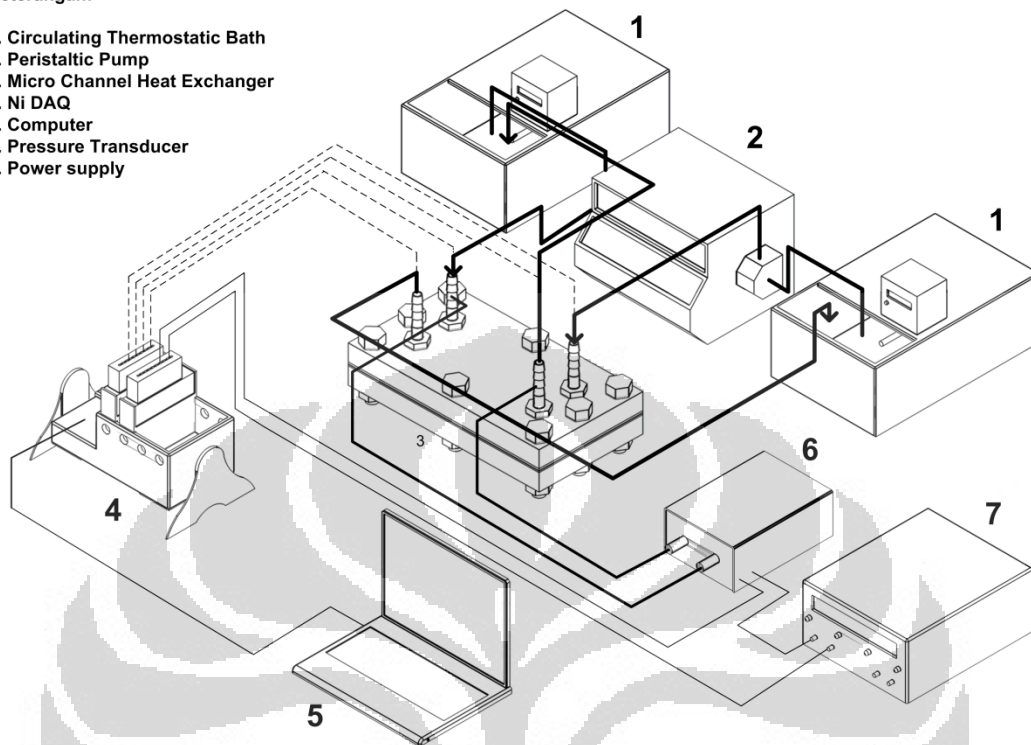
Setelah semua komponen telah terpasang dengan baik, maka langkah selanjutnya Mengaktifkan CTB dan mengatur CTB yang pertama pada suhu dingin 10°C . Kemudian Menyalakan CTB yang kedua dan mengaturnya pada suhu 25°C . Dilanjutkan dengan menyalakan pompa peristaltik yang sebelumnya telah dikalibrasi dan kemudian melakukan variasi pada *flow rate* 100 ml/min, 150 ml/min, 200 ml/min, 250 ml/min, 300 ml/min, 350 ml/min, 400 ml/min, 450 ml/min, 500 ml/min. Pompa Peristaltik yang digunakan pada pengujian ini adalah buatan OMEGA dengan model FPU500 OMEGAFLEX *peristaltic pump* (gambar 4.4) dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 4.3 Spesifikasi Pompa Peristaltik FPU500 OMEGAFLEX

Max Fluid Back Pressure:	20 psi
Tube Wall Thickness Required:	1/16" (1.5 mm)
Tube Inner Diameter Range:	1/32" to 5/16" (1 mm to 8 mm)
Fluid Temperatur Range:	(-46°C to 149°C)

Keterangan:

1. Circulating Thermostatic Bath
2. Peristaltic Pump
3. Micro Channel Heat Exchanger
4. Ni DAQ
5. Computer
6. Pressure Transducer
7. Power supply



Gambar 4. 4 Experimental Setup *Microchannel heat exchanger*

4.3 VARIASI PENGUJIAN

Berdasarkan tujuan penelitian yang telah disebutkan peneliti menggunakan beberapa variasi data agar dapat dianalisa sebagai karakteristik dari *microchannel* tersebut. Secara garis besar variasi data yang dilakukan adalah variasi dari jenis fluida kerja dan *flow rate* fluida kerja. Untuk variasi data jenis fluida kerja yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. Menggunakan fluida kerja air.
2. Menggunakan fluida kerja nano fluida Al₂O₃ 1%
3. Menggunakan fluida kerja nano fluida SnO₂ 1 %.

Kemudian untuk variasi data *flow rate* fluida ada sedikit perbedaan pada pengambilan data temperatur dan pressure drop.

Tabel 4.4 Variasi *flow rate* dalam pengukuran temperature dan *pressure*

Flow Rate (ml/min)	0	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Temperatur	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	-	-	-	-
Pressure drop	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Dari variasi diatas diperlihatkan bahwa variasi data *flow rate* untuk pengambilan data temperature tidak melebihi 300 ml/min karena jika melebihi *flow rate* tersebut, fluida kerja melewati channel *heat exchanger* dengan sangat cepat sehingga perpindahan panas antara *hot side* dan *cold side* dari *microchannel heat exchanger* tidak optimal.

4.4 PENGUKURAN SIFAT FISIKA NANO FLUIDA

Pada pengujian *microchannel heat exchanger* ini memerlukan beberapa sifat fisika dari nanofluida yang digunakan sebagai fluida kerja untuk mendapatkan beberapa perhitungan seperti bilangan Reynold. Oleh karena itu dilakukanlah pengukuran konduktivitas termal dan juga viskositas untuk setiap nano fluida yang digunakan.

Pengukuran konduktivitas termal dilakukan dengan menggunakan *thermal conductivity meter* KD2 yang dibuat oleh Therm Test Inc. Pengukuran dilakukan dengan cara mencelupkan seluruh *probe* dari *thermal conductivity meter* ke dalam fluida yang dijaga pada temperatur $\pm 25^{\circ}\text{C}$. Kemudian tekan tombol untuk mengukur konduktivitas termal. Tunggu kurang lebih 1,5 menit hingga layar menampilkan hasil pengukuran

**Gambar 4.5** *Thermal Conductivity Meter* KD2

Sedangkan Pengukuran viskositas dinamik dilakukan dengan menggunakan metode bola jatuh. Alat yang digunakan adalah Falling Ball Viscometer yang dibuat oleh Haake. Pertama-tama, fluida kerja yang ingin diukur viskositasnya dimasukkan ke dalam tabung pengukuran hingga penuh. Kemudian masukkan bola ke dalam tabung. Jenis bola yang digunakan tergantung dari jenis fluida yang akan diukur. Untuk pengukuran viskositas yang rendah, bola yang digunakan dibuat dari bahan polymer. Pengukuran dilakukan dengan memutar tabung hingga ke keadaan tegak kembali untuk membuat bola jatuh di dalam tabung. Lama waktu bola jatuh pada jarak yang telah ditentukan kemudian dicatat dan dirata-ratakan. Lama waktu ini kemudian dibandingkan dengan lama waktu bola jatuh pada air aquades dan nilai viskositasnya untuk mendapatkan nilai viskositas fluida kerja yang telah diukur. Hasil dari pengukuran tersebut dapat dilihat dalam tabel 4.5.

Tabel 4. 1 Nilai konduktivitas termal dan viskositas dinamik

Fluida Kerja	Konduktivitas Termal k (W/m.K)	Viskositas Dinamik μ (N/m²s)
Air	0.52	0.001
Al ₂ O ₃ -air 1%	0.54	0.001141
SnO ₂ 1%	0.6	0.001279

BAB 5

ANALISA HASIL DAN PERHITUNGAN

5.1 HASIL DAN ANALISA PENGUJIAN

Pada bab 5 akan dibahas mengenai data – data hasil pengujian beserta analisis dari hasil pengujian alat *microchannel heat exchanger* dengan menggunakan fluida kerja air, Al_2O_3 1%, SnO_2 1%.

Pengujian dilakukan untuk mengetahui perbedaan temperature yang terjadi pada *microchannel heat exchanger* dengan variasi pada *flow rate* pompa peristaltik. Pengujian ini menggunakan dua Unit CTB (*Circulating Thermostatic Bath*). CTB unit pertama diatur pada suhu $50\text{ }^\circ\text{C}$ yang akan menjadi reservoir untuk fluida pada *hot side microchannel heat exchanger*. Kemudian CTB unit kedua diatur pada suhu $25\text{ }^\circ\text{C}$ yang akan menjadi *reservoir* untuk fluida pada *cold side microchannel heat exchanger*. *Flow rate* yang digunakan dalam variasi pengujian temperature ini adalah 100 ml/min, 150 ml/min, 200 ml/min, 250 ml/min, 300 ml/min.

Kemudian dalam pengambilan data pressure drop menggunakan fluida dari CTB dengan suhu $25\text{ }^\circ\text{C}$. *Flow rate* yang digunakan dalam variasi pengujian pressure drop ini adalah 100 ml/min, 150 ml/min, 200 ml/min, 250 ml/min, 300 ml/min, 350 ml/min, 400 ml/min, 450 ml/min, 500 ml/min.

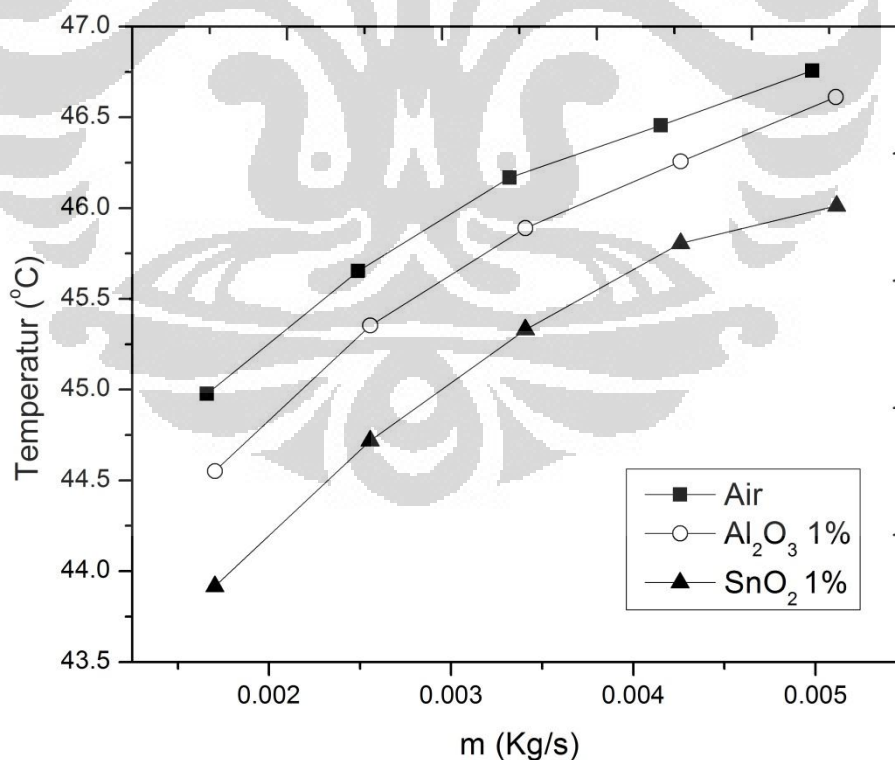
Dari kedua pengambilan data temperatur dan pressure drop ini fluida pertama yang diuji adalah air. Baru dilanjutkan dengan menggunakan nano fluida Al_2O_3 1%, SnO_2 1%. Durasi pengambilan data dalam setiap pengujian adalah 15 menit. Data yang diambil sebanyak satu data perdetik untuk temperatur dan seribu data perdetik untuk pressure drop. Pengambilan data ini menggunakan seperangkat modul NI 9203 dan 9213.

5.2 ANALISIS GRAFIK

Pada bagian analisis grafik ini akan dilakukan analisis terhadap grafik yang didapat dari hasil pengujian.

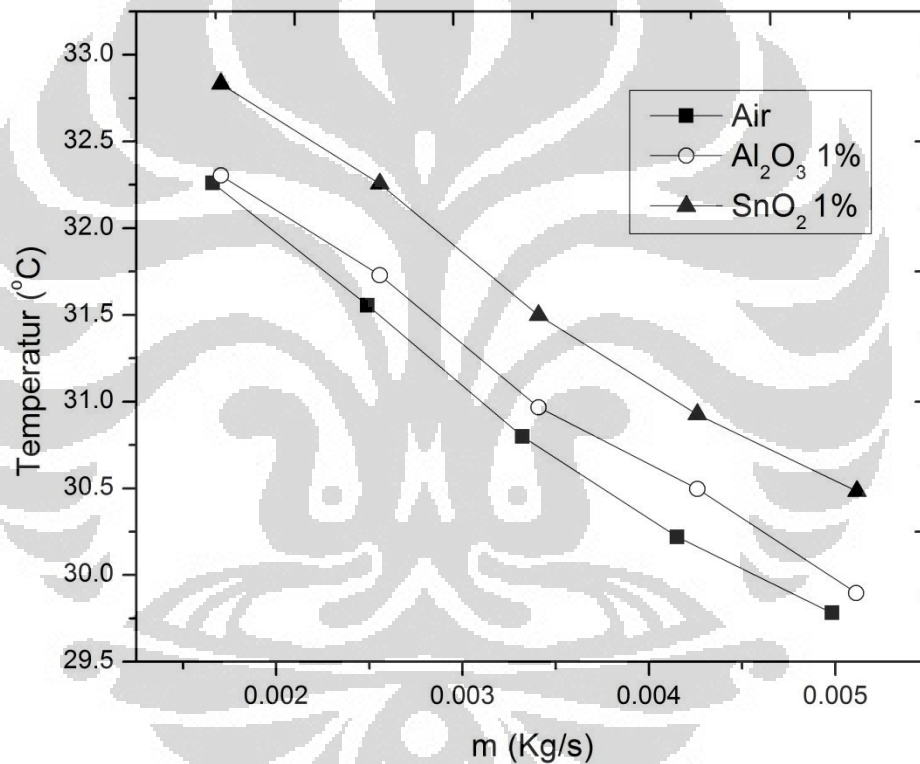
5.2.1 Analisis Grafik Data Temperatur pada *Outlet* Sisi Panas dan Sisi Dingin *Microchannel Heat Exchanger*

Pada Gambar 5.1 memperlihatkan perbandingan temperatur fluida yang keluar dari sisi panas *microchannel heat exchanger*. Dari grafik terlihat bahwa fluida kerja yang mengandung nano partikel dengan air sebagai fluida dasar pada sisi dingin dapat menurunkan temperatur pada sisi panas *microchannel heat exchanger* secara lebih baik dibandingkan dengan fluida kerja air. Dari gambar juga terlihat bahwa semakin meningkatnya laju aliran massa maka temperatur pada saluran keluar akan meningkat. Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa nano fluida SnO₂ 1% merupakan fluida kerja yang paling baik disusul oleh nano fluida Al₂O₃ 1% dan air.



Gambar 5. 1 Grafik data temperature keluar pada sisi panas

Pada Gambar 5.2 memperlihatkan grafik perbandingan temperatur fluida yang keluar dari sisi dingin *microchannel heat exchanger*. Dari gambar tersebut dapat terlihat bahwa temperatur keluaran dari sisi dingin akan terus menurun dan mendekati suhu saluran masuk seiring bertambahnya laju aliran massa dari fluida tersebut. Hal yang sama juga terjadi pada sisi panas. Hal ini diakibatkan oleh lamanya waktu pertukaran kalor antara fluida kerja yang mengalir pada sisi panas dan dingin bergantung pada laju aliran massa yang masuk kedalam *microchannel heat exchanger*. Semakin lama waktu fluida mengalir di dalam *channel* maka semakin banyak perpindahan kalor yang terjadi diantara sisi panas dan sisi dingin.



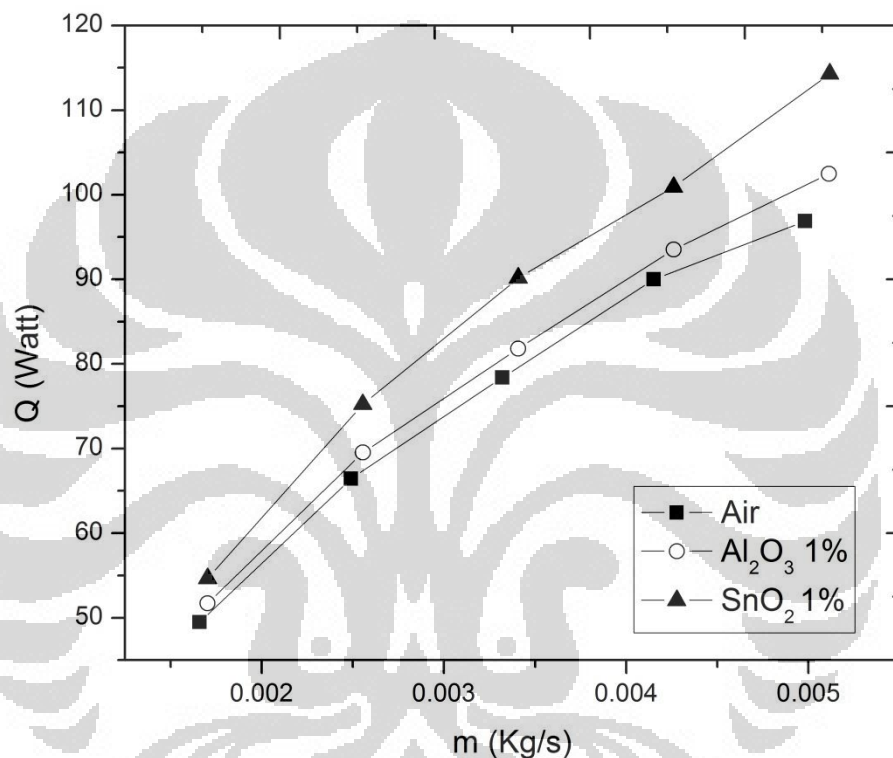
Gambar 5. 2 Grafik data temperatur keluar pada sisi dingin

5.2.2 Analisis Laju Aliran Massa Terhadap Kalor yang Diserap oleh Fluida Kerja pada sisi dingin

Analisis selanjutnya adalah untuk melihat hubungan antara variasi laju aliran massa terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin *microchannel heat exchanger*. Perhitungan kalor dapat dilihat pada persamaan (5.1).di mana Q

adalah kalor yang diserap oleh fluida pada sisi dingin, \dot{m} adalah laju aliran massa fluida kerja pendingin, c_p adalah kapasitas kalor dari fluida kerja, dan ΔT adalah beda temperatur antara fluida yang masuk dan keluar pada *microchannel heat exchanger*.

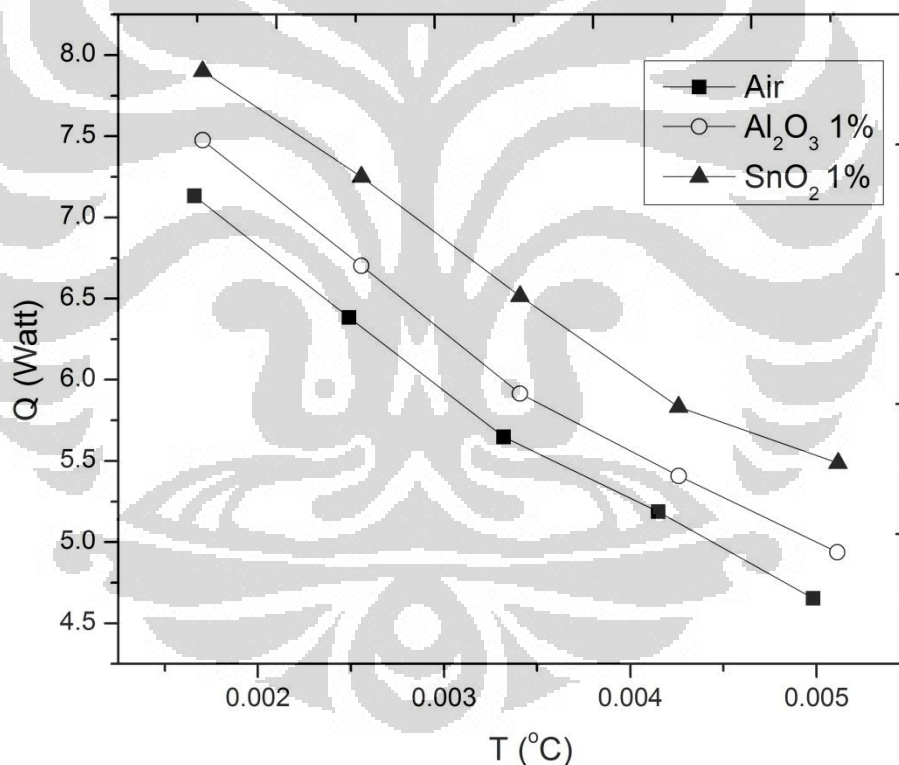
$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (5.1)$$



Gambar 5.3 Grafik data perbandingan laju aliran massa terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin

Dari Gambar 5.3 dapat dilihat bahwa kalor yang diserap oleh fluida kerja pendingin akan meningkat seiring dengan meningkatnya laju aliran massa fluida kerja tersebut. Dari grafik terlihat bahwa performa dari nano fluida SnO₂ 1% dan Al₂O₃ 1% lebih baik dari fluida kerja air biasa walaupun tidak terlalu signifikan. Dari hasil pengujian didapatkan perbandingan kalor yang diserap pada laju aliran sebesar 0.005 kg/s untuk fluida kerja SnO₂ 1% adalah 114.30991 watt, Al₂O₃ 1% sebesar 102.47612 watt, dan 96.88736 watt untuk fluida kerja air.

Kemudian dari Gambar 5.4 memperlihatkan grafik hubungan antara variasi beda temperatur masuk dan keluar pada sisi dingin terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin *microchannel heat exchanger*. Pada gambar 5.4 dapat dilihat peningkatan perbedaan temperatur fluida kerja pada saluran masuk dan keluar dari *microchannel heat exchanger* berbanding terbalik dengan peningkatan kalor yang diserap pada sisi dingin. Hal ini memperlihatkan bahwa peningkatan laju aliran massa membuat fluida kerja semakin cepat meninggalkan *channel* sehingga hanya sedikit pertukaran kalor yang terjadi pada sisi panas dan sisi dingin, sehingga perbedaan temperatur masuk dan keluar dari *microchannel heat exchanger* juga semakin berkurang.



Gambar 5. 4 Grafik data perbandingan beda temperatur pada sisi dingin terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin

5.2.3 Analisis Koefisien Perpindahan Kalor Keseluruhan pada *Microchannel Heat Exchanger*

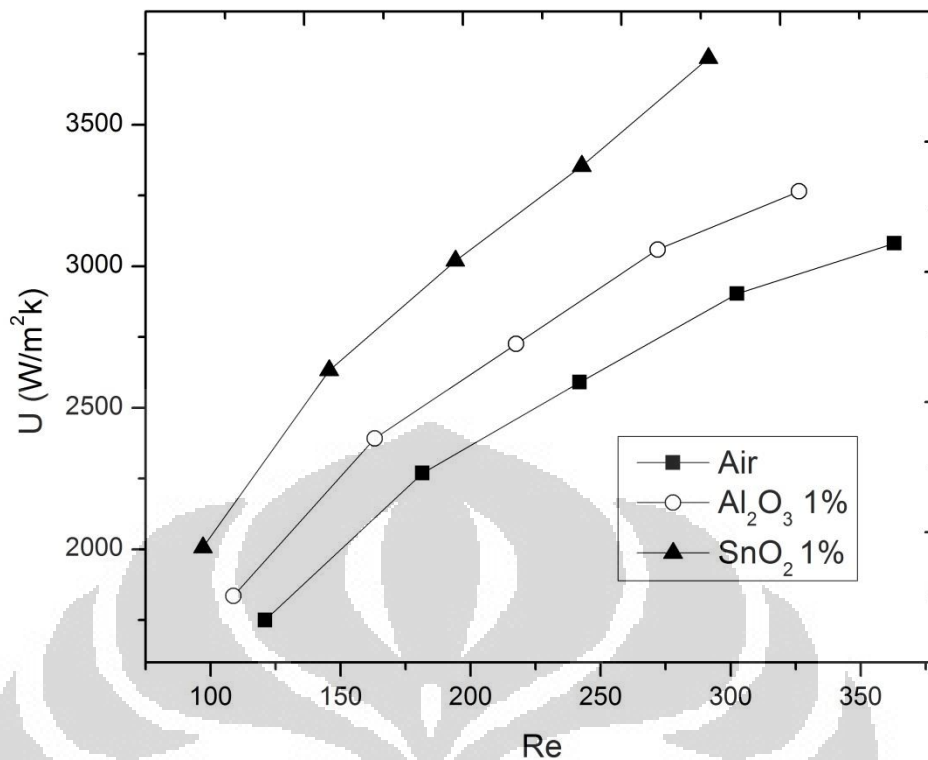
Analisis selanjutnya adalah mengetahui pengaruh perubahan bilangan Reynolds dari fluida kerja terhadap koefisien perpindahan kalor keseluruhan pada *microchannel heat exchanger*. Koefisien perpindahan kalor keseluruhan (U) merupakan parameter penting dalam analisis alat penukar kalor. Persamaan (5.2) memperlihatkan hubungan antara koefisien perpindahan kalor keseluruhan dengan koefisien perpindahan panas (h), luas area perpindahan kalor antara fluida panas dan dingin (A), faktor pergerakan (R''_f), dan hambatan termal (R_w).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A} + \frac{R''_{f,c}}{A} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{A} + \frac{1}{h_h A} \quad (5.2)$$

Pada persamaan (5.3) memperlihatkan hubungan U dengan ΔT_m yaitu *logarithmic mean temperature difference* (LMTD) dan kalor yang diserap oleh sisi dingin (Q). Persamaan inilah yang akan digunakan pada pengolahan data pengujian *microchannel heat exchanger* ini. Dimana untuk *logarithmic mean temperature difference* (LMTD) atau ΔT_m didapatkan dari persamaan (5.4).

$$Q = UA \cdot \Delta T_m \quad (5.3)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (5.4)$$



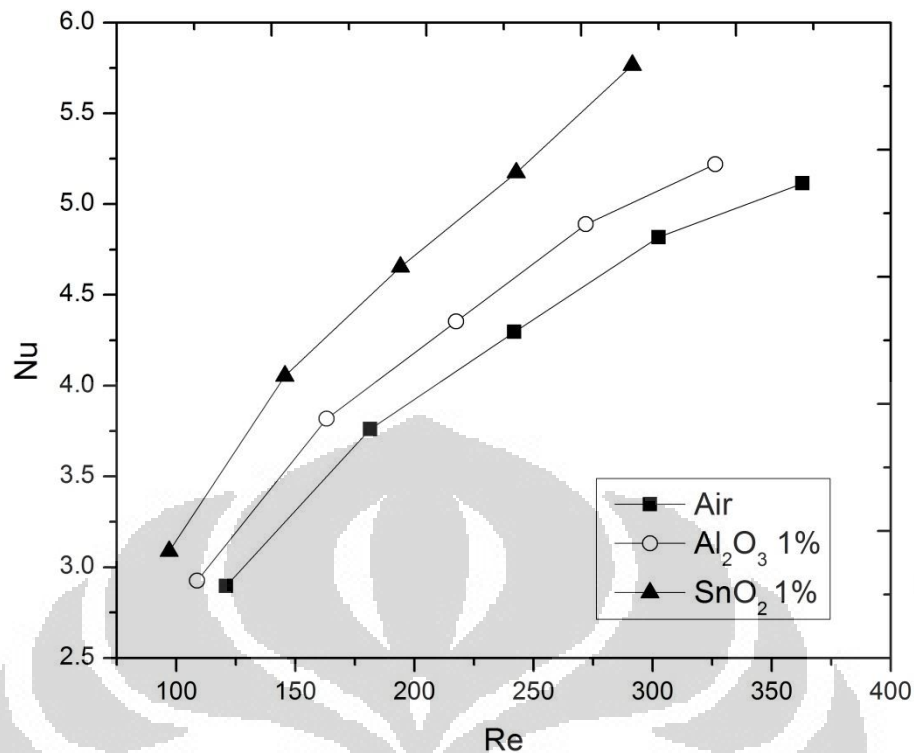
Gambar 5.5 Grafik data perbandingan bilangan Reynolds dengan koefisien kalor keseluruhan

Grafik pada Gambar 5.5 memperlihatkan nilai koefisien perpindahan kalor keseluruhan setiap fluida kerja dengan variasi bilangan Reynolds yang berbeda. Dapat dilihat pada gambar 5.5 bahwa koefisien perpindahan kalor keseluruhan dari nano fluida SnO₂ 1% dan Al₂O₃ 1% lebih baik dari fluida kerja air biasa.

5.2.4 Analisis Nilai bilangan Nusselt, Effectiveness dan NTU pada Microchannel *Heat Exchanger*

Bilangan Nusselt merupakan bilangan non dimensional yang menunjukkan perbandingan koefisien perpindahan panas secara konveksi dengan koefisien perpindahan panas secara konduksi pada suatu aliran seperti yang diperlihatkan oleh persamaan (5.5)

$$h = \frac{Nu.k}{D} \quad (5.5)$$



Gambar 5. 6 Grafik data perbandingan bilangan Nusselt fluida kerja terhadap bilangan Reynolds

Gambar 5.6 memperlihatkan pengaruh peningkatan bilangan Nusselt terhadap bilangan Reynolds. Dibandingkan dengan air, nano fluida SnO₂ 1% dan Al₂O₃ 1% memiliki bilangan Nusselt yang lebih besar. Pada bilangan Reynolds di titik ±300 bilangan Nusselt untuk nano fluida SnO₂ 1% adalah 5.76585, bilangan Nusselt untuk Al₂O₃ 1% adalah 5.21949, dan bilangan Nusselt untuk air adalah 4.81773. Dari hasil tersebut didapatkan bahwa nano fluida SnO₂ 1% memiliki bilangan Nusselt yang paling tinggi pada bilangan Reynolds yang sama dibandingkan dengan fluida kerja yang lain.

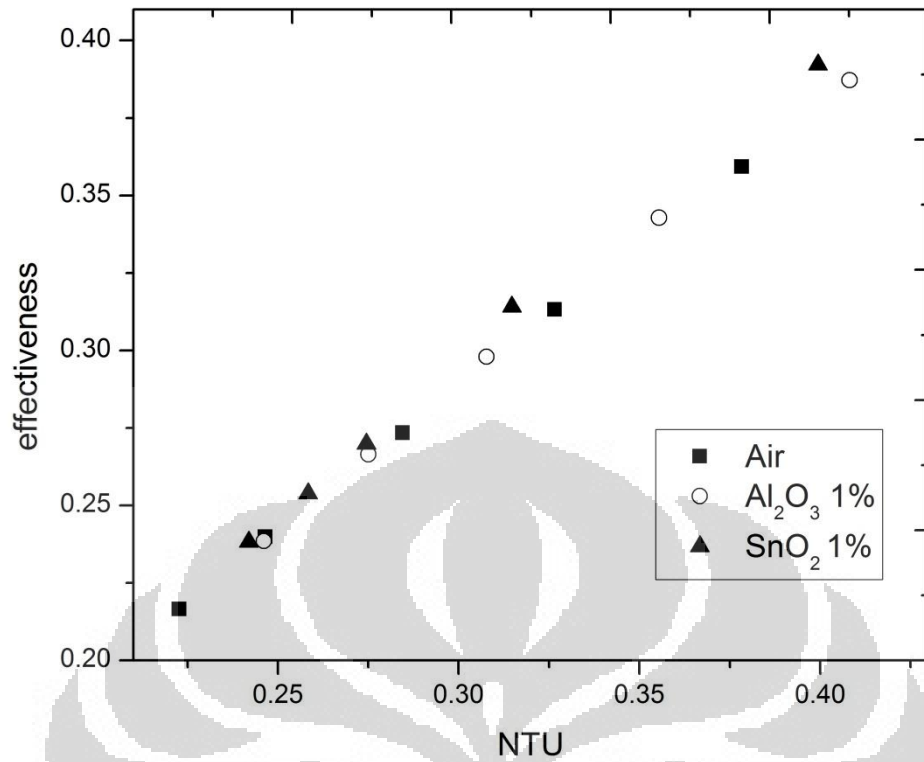
Analisis selanjutnya adalah *Effectiveness* (ε) merupakan ukuran performa dari suatu alat penukar kalor. *Effectiveness* didefinisikan sebagai rasio antara perpindahan panas yang terjadi secara aktual dari fluida panas ke fluida dingin dengan perpindahan panas yang mungkin terjadi (Q_{max}) seperti diperlihatkan pada persamaan (5.6)

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (5.6)$$

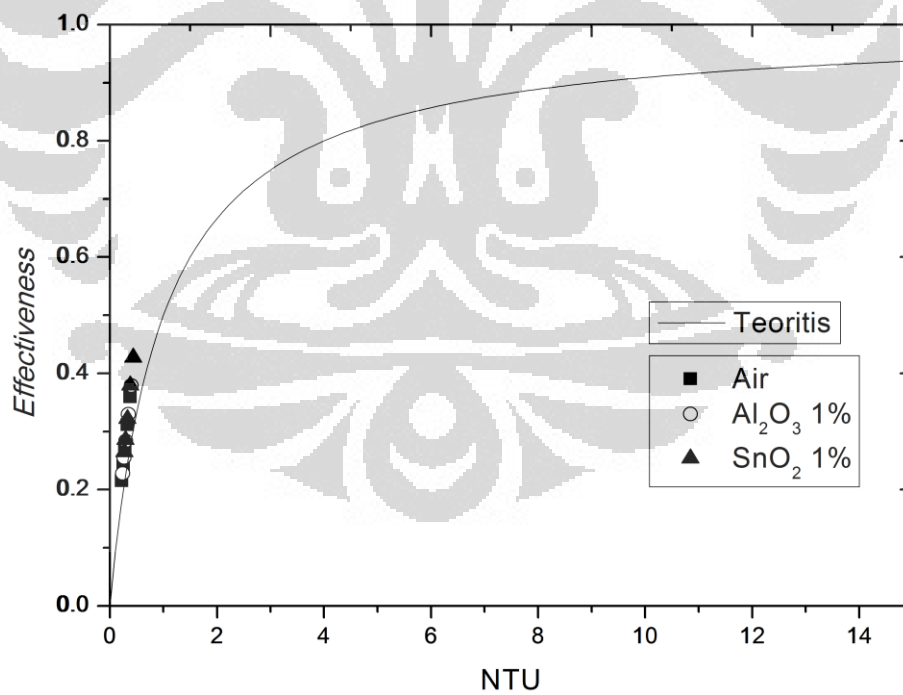
Sedangkan NTU (NTU (*number of transfer unit*) merupakan bilangan non dimensional yang memperlihatkan *heat transfer size* atau *thermal size* dari suatu alat penukar kalor. Pada persamaan (5.8) memperlihatkan hubungan antara NTU dengan koefisien perpindahan kalor keseluruhan (U) dan Luas area permukaan (A).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (5.7)$$

Pada Gambar 5.7 memperlihatkan grafik hubungan antara *effectiveness* dengan NTU. Dari grafik terlihat dengan meningkatnya nilai NTU, nilai *effectiveness* juga ikut meningkat. Pada nilai NTU ± 0.4 didapatkan *effectiveness* untuk nano fluida SnO₂ 1% adalah 39%, *effectiveness* untuk Al₂O₃ 1% adalah 38 %, dan *effectiveness* untuk air adalah 35 %. Dari data tersebut terlihat bahwa terjadi peningkatan *effectiveness* jika ditambahkan nano partikel pada fluida dasar. Nilai *Effectiveness* mempunyai pengertian sebagai persentasi penyerapan kalor dalam pengujian dari total kalor maksimum yang dapat diserap. Dari hasil pengujian didapatkan hasil *Effectiveness* tidak lebih dari 50 %. Diperkirakan penyebabnya adalah parameter debit aliran yang terbatas. Jika debit aliran pengujian ditingkatkan maka dapat meningkatkan nilai *Effectiveness* menjadi lebih tinggi.



Gambar 5. 7 Grafik data perbandingan laju aliran massa terhadap kalor yang diserap pada sisi dingin



Gambar 5. 8 Grafik perbandingan data pengujian dengan data teoritis

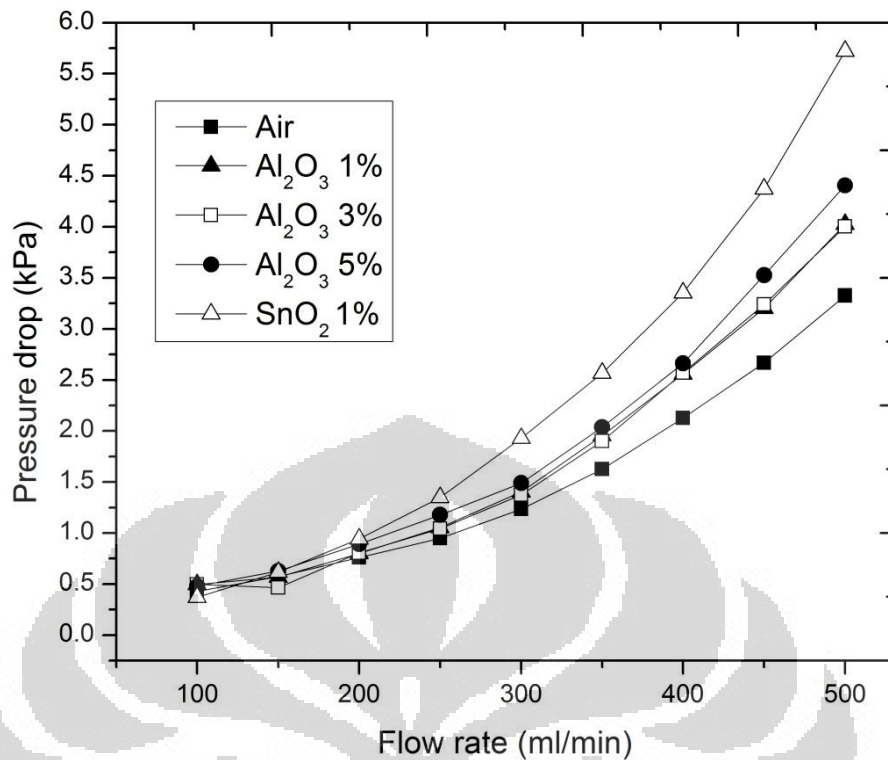
Dalam Pengolahan data *effectiveness* persamaan yang digunakan adalah persamaan (5.8). C_{min} merupakan nilai kapasitas panas spesifik yang paling rendah antara fluida panas dan dingin. ΔT_{max} merupakan perbedaan temperatur yang mungkin terjadi pada alat penukar kalor. Untuk semua kasus, nilai ΔT_{max} adalah selisih antara temperatur masuk pada sisi panas ($T_{h,i}$) dan temperatur masuk pada sisi dingin ($T_{c,i}$).

$$\varepsilon = \frac{UA}{C_{min}} \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}} \quad (5.8)$$

5.2.5 Analisis *Pressure Drop* terhadap *flow rate* dengan variasi fluida kerja air, Al_2O_3 dan SnO_2

Pada pengukuran *pressure drop* ini bertujuan untuk melihat karakteristik perubahan *pressure drop* pada *microchannel* terhadap *flow rate* dan fluida kerja yang digunakan. Pada pengukuran *pressure drop* ini dilakukan Sembilan variasi *flow rate* fluida yaitu 100 ml/min, 150 ml/min, 200 ml/min, 250 ml/min, 300 ml/min, 350 ml/min, 400 ml/min, 450 ml/min, 500 ml/min. Durasi pengambilan data adalah 15 menit pada setiap pengukuran. Kemudian fluida kerja yang digunakan adalah air, Al_2O_3 dengan konsentrasi 1 %, 3 % dan 5 % serta SnO_2 dengan konsentrasi 1%. Dengan fluida kerja yang digunakan ini bertujuan untuk melakukan analisis perbandingan *pressure drop* antara air dan nano fluida serta pengaruh *pressure drop* terhadap peningkatan konsentrasi nano fluida tersebut.

Gambar 5.9 Menampilkan grafik perbandingan *pressure drop* terhadap *flow rate*. Terlihat pada gambar 5. Terlihat jelas pada grafik tersebut *pressure drop* akan meningkat jika *flow rate* fluida yang masuk ke dalam *microchannel heat exchanger* dinaikan. Perbandingan kenaikan *pressure drop* untuk *flowrate* ini berlaku untuk semua fluida kerja yang digunakan.



Gambar 5.9 Grafik perubahan pressure drop pada *microchannel* dengan variasi *flow rate*

Pada gambar 5. 9Memperlihatkan bahwa tidak ada perbedaan pressure drop yang signifikan pada flow rate 100 ml/min pada semua fluida kerja yang digunakan. Perubahan mulai terjadi pada peningkatan flowrate dari 250 ml/min hingga 500 ml/min. Pada flowrate 250 ml/min pressure drop yang paling rendah adalah air dengan besar 0.95 kPa dan yang paling besar adalah SnO₂ 1 % dengan besar 1.34 kPa. Dan pada flowrate 500 ml/min pressure drop yang paling rendah adalah air dengan besar 3.32 kPa dan yang paling besar adalah SnO₂ 1 % dengan besar 5.72 kPa.

Tabel 5.1 Perbandingan perubahan pressure drop pada *microchannel* dengan variasi *flow rate* dan fluida kerja yang digunakan

Flow rate (ml/min)	Pressure drop (kPa)				
	Air	Al ₂ O ₃ 1 %	Al ₂ O ₃ 3 %	Al ₂ O ₃ 5 %	SnO ₂ 1%
100	0.43	0.50	0.50	0.48	0.47
150	0.57	0.57	0.46	0.63	0.61
200	0.76	0.80	0.81	0.89	0.94
250	0.95	1.05	1.07	1.18	1.35
300	1.23	1.40	1.44	1.49	1.93
350	1.62	1.95	1.90	2.04	2.57
400	2.13	2.56	2.57	2.66	3.35
450	2.67	3.20	3.24	3.53	4.37
500	3.33	4.02	4.15	4.41	5.72

Dari tabel 5.1 Terlihat juga bahwa terjadi peningkatan pressure drop pada meningkatnya konsentrasi dari nano fluida. Terlihat pada flow rate 500ml/min pressure drop yg paling kecil adalah Al₂O₃ 1% dengan besar 4.02 kPa, kemudian Al₂O₃ 3% dengan besar 4.15 kPa, dan Al₂O₃ 5 % dengan besar 4.41 kPa.

Dari hasil pengukuran pressure drop tersebut dapat dilihat bahwa pressure drop dipengaruhi oleh dua hal. Hal pertama adalah flow rate dari fluida yang masuk ke *microchannel* dan yang kedua adalah viskositas dari fluida yg digunakan. Viskositas dapat menunjukkan tingkat kemudahan fluida kerja untuk melewati channel.

$$\Delta P = \frac{f L \rho V^2}{D 2g} \quad (5.9)$$

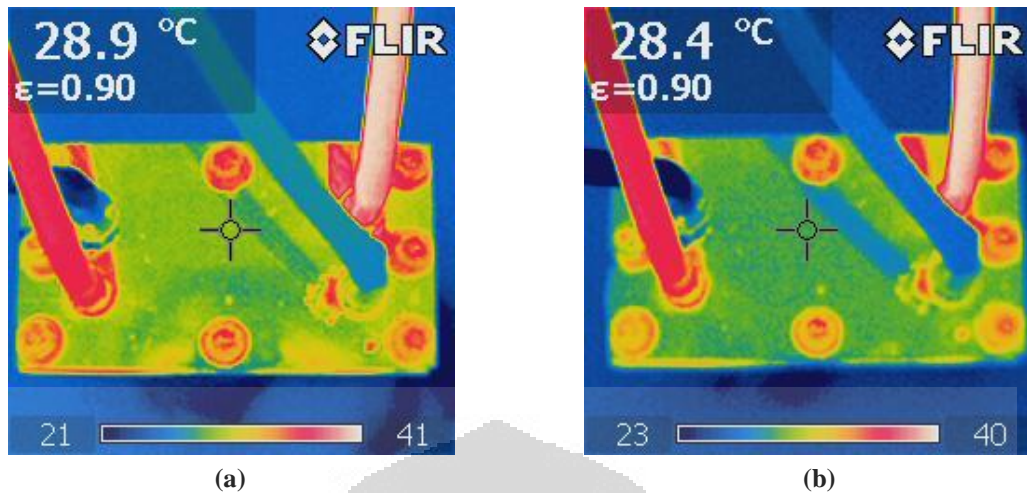
Dari persamaan (5.9) dapat dilihat semakin besar nilai viskositas suatu benda maka semakin besar juga faktor gesekan yang terjadi ketika fluida mengalir [20]. Dapat dilihat dari persamaan diatas bahwa semakin besar faktor gesekan (f) maka semakin besar nilai dari pressure drop (ΔP). Oleh karena itu dapat

disimpulkan bahwa semakin tinggi viskositas maka semakin besar pula nilai dari pressure drop.

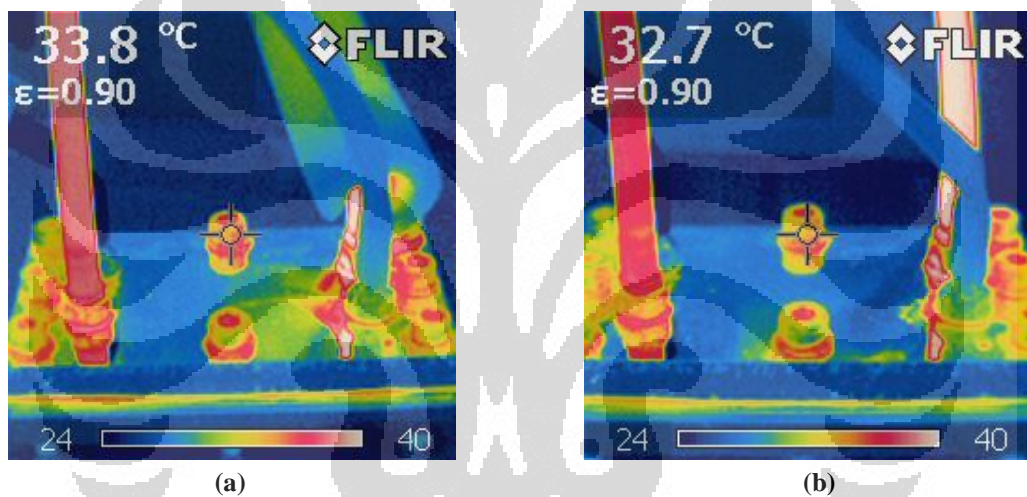
5.2.6 Analisis *Heat Loss* dan Temperatur pada permukaan *Microchannel Heat Exchanger*

Pada pengujian *microchannel heat exchanger* digunakan variasi fluida kerja yang berperan sebagai fluida pendingin. Sedangkan untuk fluida pada sisi panas tetap digunakan air sebagai fluida kerja. Untuk mengetahui perbandingan performa dari fluida pendingin yang digunakan maka dilakukan pengambilan foto temperature pada sisi atas dari *microchannel*. Pada pengambilan foto temperature ini bagian POM yang berguna sebagai isolator tidak digunakan agar dapat terlihat persebaran panas dari *microchannel heat exchanger*. Kemudian pada pengambilan foto temperatur ini posisi dari hot side berada di atas cold side.

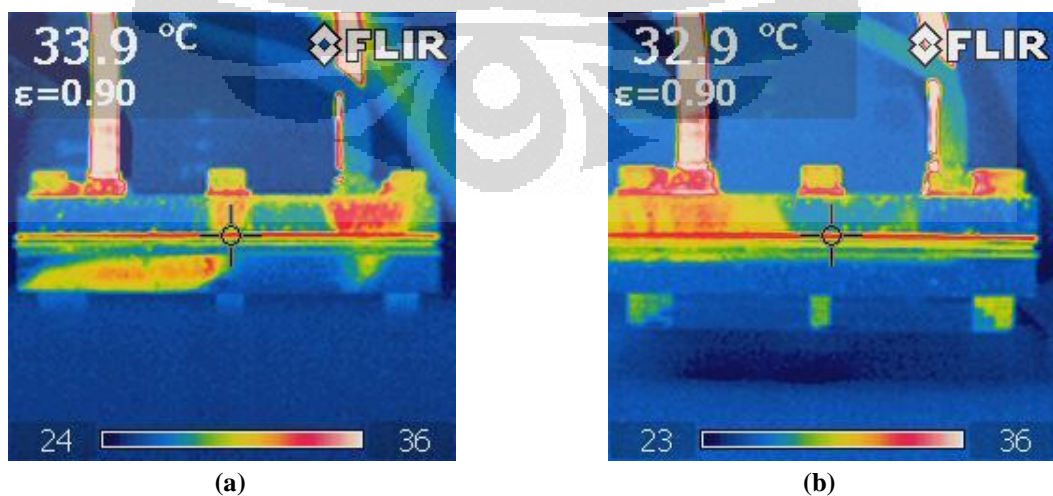
Pada gambar 5.9 Dapat terlihat perbedaan temperature pada permukaan top side dari *microchannel heat exchanger*. Temperatur permukaan top side yang menggunakan fluida pendingin air adalah 28.9°C. Sedangkan temperature permukaan top side yang menggunakan fluida pendingin nano fluida Al₂O₃ adalah 28.4 °C. Dari data tersebut dapat dibandingkan bahwa temperatur dari permukaan top side yang menggunakan fluida pendingin air lebih tinggi dari fluida pendingin nano fluida. Sehingga dapat dikatakan bahwa performa dari nano fluida sebagai fluida pendingin lebih baik daripada air biasa karena dapat menyerap panas yang lebih banyak. Kemudian pada Gambar 5.10 terlihat adanya peningkatan temperatur pada baut. Hal ini memungkinkan terjadinya *heat loss* melalui baut tersebut. Dan pada Gambar 5.11 merupakan foto penyebaran temperatur pada pelat tembaga *microchannel heat exchanger*.



Gambar 5.10 Foto Temperatur permukaan top side *microchannel heat exchanger* dengan fluida kerja air (a) dan Al_2O_3 5 % (b)



Gambar 5.11 Foto Temperatur baut pada *microchannel heat exchanger* dengan fluida kerja air (a) dan Al_2O_3 5 % (b)



Gambar 5.12 Foto Temperatur pada pelat tembaga *microchannel heat exchanger* dengan fluida kerja air (a) dan Al_2O_3 5 % (b)

BAB 6

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 KESIMPULAN

Pengujian dari alat *microchannel heat exchanger* untuk mengetahui performa kerja dan pressure drop dari pengujian yang menggunakan fluida kerja air, Al_2O_3 1% dan SnO_2 1% telah mendapatkan beberapa kesimpulan. Penggunaan nano fluida sebagai fluida kerja pendingin telah terbukti menghasilkan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan fluida dasar air. Dari hasil pengujian, nano fluida SnO_2 1% memiliki sifat termal yang paling baik dibandingkan dengan fluida kerja air dan fluida kerja Al_2O_3 1%. Hal ini bisa dilihat dari nilai *effectiveness* untuk nano fluida SnO_2 1% adalah 39%, *effectiveness* untuk Al_2O_3 1% adalah 38%, dan *effectiveness* untuk air adalah 35%. Begitu juga dalam hal penyerapan kalor dan koefisien perpindahan kalo secara keseluruhan akan lebih baik bila menggunakan nano fluida sebagai fluida kerja pendingin dibandingkan dengan air biasa. Dengan melihat hasil pengujian diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan nano fluida sangat mungkin dan

6.2 SARAN

Pada pengujian *microchannel heat exchanger* ini masih terhambat dengan variasi flowrate yang digunakan sehingga belum bisa ditemukan flowrate kerja yang optimal untuk *microchannel heat exchanger* dalam pengujian ini. Dapat dilihat dalam data *effectiveness* dari pengujian belum dapat mencapai 50%. Sehingga untuk mendapatkan nilai *effectiveness* yang lebih tinggi harus menambah flowrate dari fluida kerja pada pengujian tersebut.

Untuk pengembangan pengujian selanjutnya, dapat digunakan *heater* sebagai sisi pemanas agar suhu di sisi panas dari *microchannel heat exchanger* ini dapat stabil. Dan juga untuk kedepannya penelitian dapat menggabungkan sistem *microchannel* dengan termoelektrik atau *heat pipe* sebagai sistem pendingin elektronik.

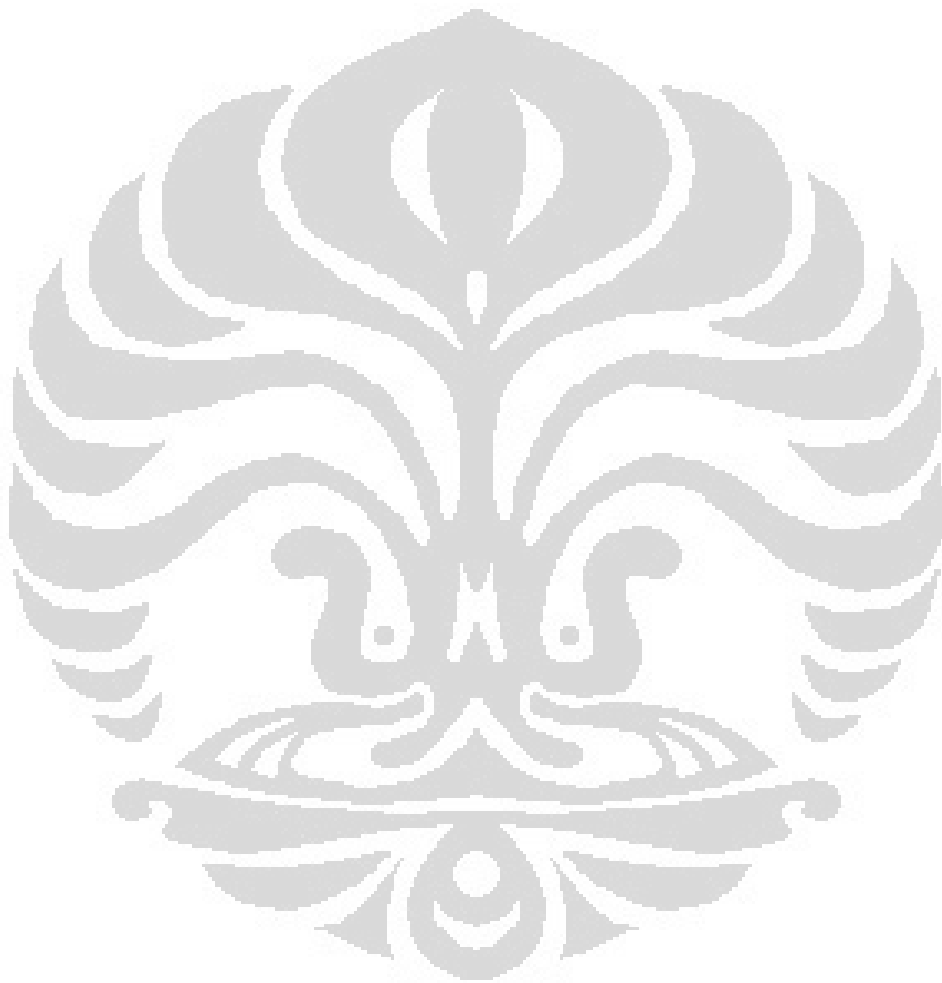
DAFTAR PUSTAKA

- [1] G Bhaskaran, N.H Shuaib, R.Saidur H.A Mohammed, "Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels heat exchanger using nanofluids : A review," *Renewable and Sustainable Energy Review*, January 2001.
- [2] SGARIMELLA, D.LI, S.COLIN, M.R.KING S.KANDLIKAR, *HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN MINICHANNELS AND MICROCHANNELS*:: ELSEVIER, 2006.
- [3] Choi SUS, Yu W, Pradeep T Das sk, *Nanofluids : Science and technology*:: John Wiley & Sons Inc, 2008.
- [4] Robert J. Kee et al., "The Design, Fabrication, and Evaluation of a Ceramic Counter-Flow Microchannel Heat Exchanger," *Applied Thermal Engineering*, 2011.
- [5] Amir Jokar Joseph Dix, "Fluid and thermal analysis of a microchannel electronic cooler using computational fluid dynamics," *Applied Thermal Engineering Journal*, January 2010.
- [6] Jyh-tong Teng, Jiann-Cherng Chu Thanhtrung Dang, "A study on the simulation and experiment of a microchannel counter flow heat exchanger," *Applied Thermal Engineering Journal*, June 2010.
- [7] Yasuyoshi Kato, Konstantin Nikitin, Takao Ishizuki Tri Lam Ngo, "Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles," *Experimental Thermal and Fluid Science*, March 2007.
- [8] Frank P. Incopera and David P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Canada: John Wiley & Sons, Inc, 1996.
- [9] Choi, *Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles, Development and Applications of Non-Newtonian Flows*. U.S, 1995.
- [10] SK Saha, A yadav, PE Phelan P Bhattacharya, "Brownian dynamica simulation to determine the effective thermal conductivity of nanofluids,"

Journal of Applied Physics, vol. 84, 2004.

- [11] Choi S. P. Jang, "Role of Brownian Motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids," *Applied Physics Letters*, 2004.
- [12] W. Roetzel, Sarit K. Das Nandy Putra, "Natural Convection of Nano Fluids," *Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 39, 2003.
- [13] Yimin Xuan and Qiang Li, "Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids," *Journal of Heat Transfer ASME*, vol. 125, 2003.
- [14] Alexandre K da Silva Louis Gosselin, "Combined heat transfer and power dissipation optimization of nanofluids flow," *Applied Physics Letter*, vol. 85, 2004.
- [15] R Ferky, RA Koestoer Nandy Putra, "Peningkatan koefisien perpindahan kalor konveksi dari nanofluida Al₂O₃-air," *Jurnal Teknologi*, Juni 2004.
- [16] Nandy Putra, "Menentukan koefisien perpindahan kalor konveksi dengan korelasi Dittus Boelter," in *Seminar Nasional Perkembangan Riset dan Teknologi di Bidang Industri Universitas Gaja Mada*, Yogyakarta, 2003.
- [17] Noviar, S. Fred, H Wijaya, RA kostoer Nandy Putra, "Mengukur koefisien perpindahan kalor kondensasi film pada kondenser silinder vertiak dengan fluida pendingin nanofluida Al₂O₃-air," *Jurnal Teknologi*, Maret 2005.
- [18] Mohinder L. Nayyar, *Piping Handbook 7th*. US: McGraw-Hill.
- [19] Donald F. Young, Theodore H. Okiishi Bruce R. Munson, *Fundamentals of Fluids Mechanics 4th Edition*. US: John Wiley & Son, Inc, 2002.
- [20] H.A. Mohammed, G. Bhaskaran, N.H. Shuaib, and H.I. Abu-Mulaweh, "Influence of Nanofluids on Parallel Flow Square Microchannel Heat Exchanger Performance," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010.
- [21] H.A. Mohammed, "Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannel heat exchanger using nanofluids : A review," January 2011.
- [22] G Bhaskaran, N H Shuaib, H I Abu-Mulaweh H A Mohammed, "Influence oh nanofluids on parallel flow square microchannel heat exchanger performance," *Heat and Mass Transfer journal*, November 2010.

- [23] Robert J. Kee et al, "The design, fabrication, and evaluation of a ceramic counter-flow microchannel heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, 2011.



LAMPIRAN

Data Pengukuran Tinggi Channel

Mitutoyo Protocol number (0)

User name Teguh Santoso Part name
Admin
21.06.2012 13:18

1	2	3	4					
El. No.	Line No	Element	Pnt. Ref.	X-Coord. Nominal	Y-Coord. Y-Angle Up/Lo	Z-Coord. Z-Angle Actual	Diameter Dist./Ang. Dev./Error	Variance
1	2	Plane datum back	3	0.042	0.034	11.788		
				89:47:53	89:50:12	0:15:36		
1	5	alas atas	1	266.042	160.662	11.038		0.000
2	8	alas atas	1	265.825	138.864	11.089		0.000
3	11	alas atas	1	269.940	171.364	11.025		0.000
1	14	Distance no compensation		-0.001	-0.001	-0.187		0.187
2	15	Distance no compensation		-0.001	-0.001	-0.238		0.238
3	16	Distance no compensation		-0.001	-0.001	-0.189		0.189