

**PENGARUH JARAK PENGGANGGU (*IN-LINE*) TERHADAP  
PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI PADA *RECTANGULAR DUCT***

**SKRIPSI**

**KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

**Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik**



Disusun Oleh:

**WAHJU TEGUH PRAJITNO**  
**NIM. 0210620127**

**DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL  
UNIVERSITAS BRAWIJAYA  
FAKULTAS TEKNIK  
JURUSAN MESIN  
MALANG**

**2007**



**PENGARUH JARAK PENGGANGGU (IN-LINE) TERHADAP  
PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI PADA *RECTANGULAR DUCT***

**SKRIPSI  
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

**Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik**



Disusun Oleh:

**WAHJU TEGUH PRAJITNO  
NIM. 0210620127**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

**Dr. Slamet Waluudi, ST., MT.**  
NIP. 132 159 708

**Sofyan Arief Setyabudi, ST**  
NIP. 132 206 464



# PENGARUH JARAK PENGANGGU (*IN-LINE*) TERHADAP PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI PADA *RECTANGULAR DUCT*

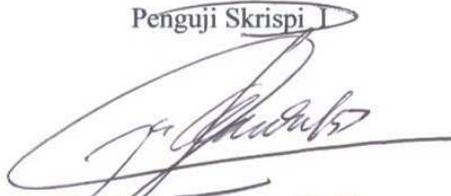
Disusun Oleh:

**WAHJU TEGUH PRAJITNO**  
NIM 0210620127

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus  
pada tanggal 3 Oktober 2007

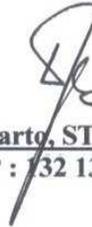
## DOSEN PENGUJI

Penguji Skripsi I



**Ir. Djoko Sutikno, M. Eng.**  
NIP. 131 276 249

Penguji Skripsi II



**Sugiarto, ST., MT.**  
NIP : 132 137 966

Penguji Komprehensif



**Prof. Ir. I.N.Gede Wardana M.Eng, Ph.D**  
NIP. 131 286 308

Mengetahui

Ketua Jurusan Teknik Mesin



**Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT**  
NIP. 132 159 708

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, taufik dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini bertujuan untuk memenuhi persyaratan dalam memperoleh gelar Sarjana Teknik di Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.

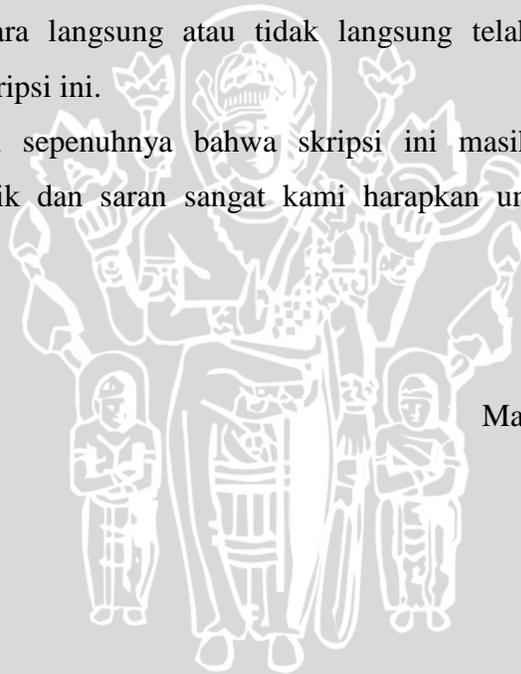
Dalam skripsi ini penulis mengambil judul “ **PENGARUH JARAK PENGANGGU (IN-LINE) TERHADAP PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI PADA RECTANGULAR DUCT**”

Pada kesempatan kali ini tidak lupa penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih kepada :

- Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST.,MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya sekaligus dosen pembimbing I yang banyak memberikan bimbingan dan masukan pada penulis dalam penyusunan skripsi ini.
- Bapak Ir. Tjuk Oerbandono, M.Eng.Sc selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
- Bapak Dr. Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.Sc selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Konversi Energi.
- Bapak Sofyan Arief Setyabudi, ST. selaku dosen pembimbing II yang juga telah banyak memberikan sumbangan pemikiran, bimbingan dan masukan pada penulis.
- Mamaku Paini yang selalu doakan aku, menangis untukku, ada untukku saat aku lupa. Terima kasihku buat mama dan aku akan jadi yang terbaik buat mama.
- Bapakku Sudarno pekerja keras yang tangguh, teman diskusiku, donatur tetapku. Terima kasih pak, aku tahu bapak letih, sekarang biarkan aku menggantikanmu.
- Adek-adekku tercinta Fery (kerjo sek,ojo kesusu njaluk rabi), Ayu (udah gede jangan suka ngambek).
- My “aisa” tersayang, Pramadita Yushanti (adek ketemu gede). Terima kasih atas perhatian, support, sayangmu selama ini. Makasih udah hidupin aku lagi.
- Beberapa orang yang punya kenangan manis. Kalian memang bukan bagian teridah dalam hidupku, tapi kalian juga telah buatku lebih kuat.

- Staf Administrasi di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya yang banyak membantu kelancaran dalam urusan administrasi.
- Keluarga besar Laboratorium Mesin Pendingin Teknik Mesin UB. Ir. I. Made Gunadiarta, MT. (Ka.Lab Mesin Pendingin). Penthol, Ririn, Sisca, Rocket, Agus, Radhit, Dina.
- Keluarga besar Oxygen 2002. Nafi', Fahmi, Gasim (ndang mari ndang golek PW). Habib Subhan (ayo turu lab). Mas Blek (koe ke '01 opo '02....hehe). Geng futsal (Piri, Jack, Tyo, Raf, Prima, Catur, Brulim, Mpe', Tessy, Husin, Nawi, Aripin, Sutanto, Mangku, Ricky Cantik, Ebhek, Bawok). Couple of the year (Rici&Asep). Geng AGP (Ephan mBoys, Paklek, Takhoel, Dayat, Gerry, Herry). Yang ga' disebut Wahjoe minta maaf.
- Semua pihak yang secara langsung atau tidak langsung telah membantu demi kelancaran pengerjaan skripsi ini.

Penyusun menyadari sepenuhnya bahwa skripsi ini masih terdapat banyak kekurangan, karena itu kritik dan saran sangat kami harapkan untuk kesempurnaan skripsi ini.



Malang, Oktober 2007

Penyusun

**DAFTAR ISI**

<b>KATA PENGANTAR</b> .....	i
<b>DAFTAR ISI</b> .....	iii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	iv
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	v
<b>RINGKASAN</b> .....	vi
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	4
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	4
2.2 Definisi Fluida .....	5
2.2.1 Klasifikasi Fluida .....	5
2.3 Teori Lapisan Batas .....	6
2.3.1 Lapisan Batas Kecepatan .....	6
2.3.2 Lapisan Batas Termal .....	7
2.4 Klasifikasi Aliran .....	8
2.4.1 Aliran Laminar dan Turbulen .....	9
2.4.2 Aliran dalam saluran segi empat ( <i>Rectangular Duct</i> ).....	9
2.4.3 Aliran Melalui Silinder Pengganggu .....	10
2.4.4 Bentuk Susunan Pengganggu.....	11
2.5 Persamaan Bernoulli .....	12
2.6 Perpindahan Panas .....	14
2.6.1 Perpindahan Panas Konduksi .....	15
2.6.2 Perpindahan Panas Konveksi .....	16
2.7 Perpindahan Panas Rata-rata .....	18
2.8 Hipotesa .....	21

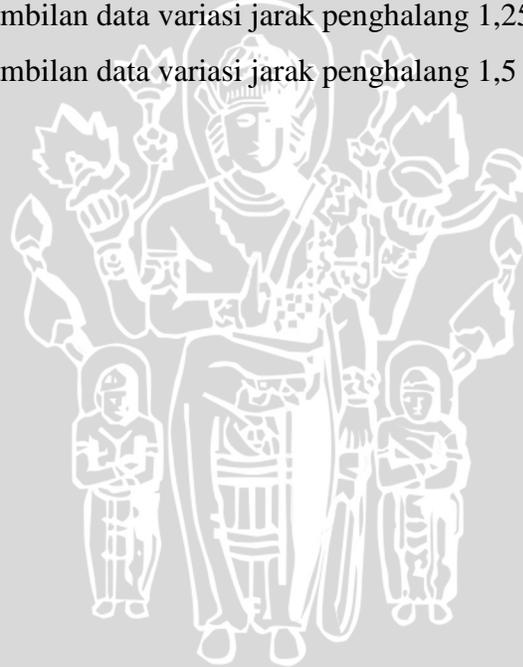
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	22
3.1 Metode Penelitian .....	22
3.2 Tempat Penelitian .....	22
3.2 Variabel Penelitian .....	22
3.4 Peralatan yang digunakan .....	23
3.5 Instalasi Penelitian .....	24
3.5.1 Rectangular Duct .....	24
3.5.2 Gambar Instalasi Penelitian .....	25
3.6 Prosedur Penelitian .....	26
3.7 Rencana Pengolahan dan Analisis Data .....	27
3.6 Diagram Alir Penelitian .....	28
<b>BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN</b> .....	29
4.1 Analisis Data .....	29
4.1.1 Data Hasil Pengujian .....	29
4.1.2 Perhitungan Data .....	29
4.2 Pembahasan .....	33
4.2.1 Grafik hubungan jarak terhadap perpindahan panas konveksi .....	33
4.2.2 Grafik hubungan jarak terhadap bilangan Reynolds .....	35
4.2.3 Grafik hubungan bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt .....	37
4.2.4 Grafik hubungan bilangan Nusselt terhadap koefisien perpindahan panas konveksi .....	39
4.2.5 Grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi terhadap perpindahan panas konveksi .....	40
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	42
5.1 Kesimpulan .....	42
5.2 Saran .....	42
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>LAMPIRAN</b>	

DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	hal.
Gambar 2.1	Perubahan bentuk fluida akibat penerapan gaya geser konstan...	5
Gambar 2.2	<i>Velocity Boundary Layers</i> pada <i>Entrance Region</i> .....	7
Gambar 2.3	<i>Thermal Boundary Layers</i> pada <i>Entrance Region</i> dari Pipa Bundar....	8
Gambar 2.4	Bentuk Aliran Melalui <i>Rectangular Duct</i> .....	9
Gambar 2.5	Garis-garis aliran melewati sebuah silinder.....	10
Gambar 2.6	Penyusunan pengganggu secara <i>inline</i> .....	11
Gambar 2.7	Penyusunan pengganggu secara <i>staggerred</i> .....	11
Gambar 2.8	Aliran yang telah berkembang penuh antara 2 penampang dalam pipa miring.....	14
Gambar 2.9	Proses Perpindahan Panas.....	14
Gambar 2.10	Perpindahan panas konveksi dari permukaan panas ke udara .....	16
Gambar 3.1	<i>Rectangular Duct</i> dengan 5 Penghalang yang Tersusun <i>in-line</i> ..	24
Gambar 3.2	Instalasi Penelitian .....	25
Gambar 3.3	Diagram alir penelitian .....	28
Gambar 4.1	Grafik hubungan jarak (S) terhadap perpindahan panas Konveksi (Q).....	33
Gambar 4.2	Grafik hubungan jarak (S) terhadap bilangan Reynolds (Re).....	35
Gambar 4.3	Grafik hubungan bilangan Reynolds (Re) terhadap bilangan Nusselt .....	37
Gambar 4.4	Grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h).....	39
Gambar 4.5	Grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) Terhadap perpindahan panas konveksi (Q).....	40

**DAFTAR LAMPIRAN**

No.	Judul
Lampiran 1	: Hasil pengolahan data
Lampiran 1.1	: Hasil pengolahan data tanpa penghalang
Lampiran 1.2	: Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1 cm
Lampiran 1.3	: Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1,25 cm
Lampiran 1.4	: Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1,5 cm
Lampiran 2	: Hasil pengambilan data
Lampiran 2.1	: Hasil pengambilan data tanpa penghalang
Lampiran 2.2	: Hasil pengambilan data variasi jarak penghalang 1 cm
Lampiran 2.3	: Hasil pengambilan data variasi jarak penghalang 1,25 cm
Lampiran 2.4	: Hasil pengambilan data variasi jarak penghalang 1,5 cm



## RINGKASAN

**WAHJU TEGUH PRAJITNO**, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Oktober 2007, **Pengaruh Jarak Pengganggu (*In-Line*) Terhadap Perpindahan Panas Konveksi Pada *Rectangular Duct*.**

Dosen Pembimbing: Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT. dan Sofyan Arief Setyabudi, ST.

Bila fluida mengalir melalui saluran dan terdapat perbedaan temperature antara fluida dengan dinding saluran, maka akan terjadi perpindahan panas konveksi dari fluida ke dinding atau sebaliknya. Perpindahan panas konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk aliran fluida. Pada kondisi normal, bentuk aliran fluida dipengaruhi oleh kecepatan fluida (bilangan Reynolds). Gangguan yang diberikan pada aliran fluida menyebabkan pola aliran fluida mengalami perubahan. Sehingga pada aliran dengan bilangan Reynolds rendah ( $\ll 2300$ ) yang sebenarnya terjadi aliran laminar bisa terbentuk pola aliran turbulen. Sehingga untuk menciptakan pola aliran tersebut maka aliran fluida diberi suatu batang pengganggu dengan variasi jarak dan susunan tertentu. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh pemasangan pengganggu terhadap bentuk aliran fluida dan mengetahui pengaruh jarak pengganggu terhadap laju perpindahan panas konveksi.

Penelitian ini dilakukan di laboratorium Motor Bakar Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya Malang. Susunan batang pengganggu adalah berbentuk *in-line*. Variabel bebas yang dipakai pada penelitian ini adalah jarak batang pengganggu 1 cm; 1,25 cm; 1,5 cm dan tanpa pengganggu. Sedangkan variabel terikatnya adalah bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, koefisien perpindahan panas konveksi dan laju perpindahan panas konveksi.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa pemasangan batang pengganggu dapat meningkatkan laju perpindahan panas konveksi. Dari penelitian juga diperoleh jarak 1 cm menghasilkan laju perpindahan panas konveksi terbesar dibandingkan dengan jarak batang pengganggu 1,25 cm dan 1,5 cm.

**Kata Kunci** : *Pola aliran turbulen, jarak penghalang, bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, koefisien perpindahan panas konveksi, perpindahan panas konveksi*

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Jika pada saluran mengalir suatu fluida dan pada saluran tersebut terdapat suatu perbedaan temperatur antara fluida dan dinding saluran, maka akan terjadi suatu proses perpindahan panas secara konveksi dari fluida ke dinding atau dari dinding ke fluida. Perpindahan panas konveksi merupakan fungsi dari luas permukaan perpindahan panas, perbedaan temperatur antara dinding dengan fluida dan koefisien perpindahan panas konveksi. Koefisien perpindahan panas konveksi merupakan fungsi dari konduktifitas panas fluida, diameter saluran dan bilangan Nusselt. Bilangan Nusselt adalah bilangan tanpa dimensi yang biasa dipakai sebagai faktor perbandingan panas konveksi.

Pada kondisi normal tanpa gangguan, bentuk aliran dipengaruhi oleh kecepatan alir fluida (Reynolds), dimana pada aliran turbulen mempunyai kecepatan alir lebih besar dibanding aliran laminar. Bilangan Nusselt sangat dipengaruhi oleh pola aliran fluida. Pada aliran turbulen, bilangan Reynolds berpengaruh lebih besar terhadap bilangan Nusselt dibanding pada aliran laminar. Demikian juga dengan perpindahan panas pada aliran turbulen lebih besar dibanding aliran laminar.

Gangguan yang diberikan pada aliran fluida akan menyebabkan pola aliran mengalami perubahan. Sehingga pada aliran laminar dengan bilangan Reynolds rendah ( $<2300$ ) yang seharusnya terjadi pola aliran laminar bisa terbentuk pola aliran turbulen. Aliran terganggu ini banyak dijumpai pada aliran fluida di dalam alat penukar panas (*heat exchanger*). Dengan adanya perubahan pola aliran maka bisa terjadi perubahan bilangan Nusselt.

Gangguan yang diberikan pada aliran fluida adalah dengan pemasangan pengganggu berpenampang bulat dengan susunan *in-line*. Pengganggu dipilih dengan penampang bulat karena dengan penampang bulat diharapkan gangguan yang diberikan cukup untuk membuat pola aliran menjadi turbulen tanpa merusak aliran fluida itu sendiri (*losses* aliran yang terlalu besar). Pengganggu pada *rectangular duct* ini disusun *in-line*, sehingga pengaruh kecepatan aliran yang terjadi tidak terlalu terpengaruh dengan adanya pemasangan pengganggu.

Dengan pemasangan pengganggu (*in-line*) ini diharapkan terjadinya gangguan pada aliran fluida tetapi dampak pada kecepatan aliran tidak terlalu terpengaruh, sehingga bilangan Reynold yang dicapai pun tidak mengalami penurunan yang signifikan karena adanya *pressure drop* yang terlalu besar. Dengan bilangan Reynold yang telah didapat tadi maka akan diperoleh bilangan Nusselt yang nantinya bisa dipakai untuk mendapatkan laju perpindahan panas konveksi. Dengan latar belakang tersebut di atas maka penelitian ini dilakukan.

### 1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas dapat dirumuskan suatu permasalahan yaitu:

Bagaimana pengaruh jarak pengganggu (*in-line*) terhadap perpindahan panas konveksi pada *rectangular duct* ?

### 1.3. Batasan masalah

Agar permasalahan tidak meluas dan terfokus, maka perlu dilakukan batasan-batasan sebagai berikut :

1. Sistem dalam keadaan tunak (*steady*)
2. Fluida kerja yang digunakan adalah air, perubahan fase hanya terjadi pada bak air dingin dimana es (padat) berubah menjadi cair.
3. Perhitungan bilangan Reynolds didasarkan pada diameter hidrolis penampang saluran.
4. Koefisien perpindahan panas konveksi air es dalam satu percobaan dianggap seragam.
5. Semua *properties* ditentukan pada temperatur fluida masuk.
6. Percobaan pada daerah masuk termal (*thermal entry region*).
7. Tidak membahas jenis material bahan batang pengganggu.
8. Susunan pengganggu adalah *in-line*.

#### 1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh jarak pengganggu (*in-line*) terhadap perpindahan panas konveksi pada *rectangular duct*.

#### 1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagi dunia pendidikan memberikan tambahan referensi dalam bidang teknik konversi energi mengenai perpindahan panas.
2. Bagi dunia industri mampu menjadi acuan dalam melakukan perancangan atau pemilihan *heat exchanger* terhadap aplikasi yang diperlukan konsumen.
3. Bagi konsumen dapat memberikan wawasan dalam pemilihan *heat exchanger* terhadap aplikasi yang diperlukan.



## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Penelitian Sebelumnya

H. S. David (2007), mengadakan penelitian tentang “Pengaruh Jarak Penghalang Terhadap Perpindahan Panas Konveksi Pada *Rectangular Duct*” pengamatan dilakukan terhadap perpindahan panas pada fluida panas yang melewati saluran segi empat yang diberi pengganggu ke dinding berpendingin es. Saluran segi empat diletakkan vertikal. Batang pengganggu berupa silinder berada di dalam saluran tersusun secara *stagered*. Perbandingan jarak yang divariasikan adalah jarak transversal ( $S_T$ ), yaitu : 10 ; 12.5 ; 15 (mm). Perpindahan panas konveksi terbesar diperoleh pada pemasangan penghalang dengan jarak 12.5 mm.

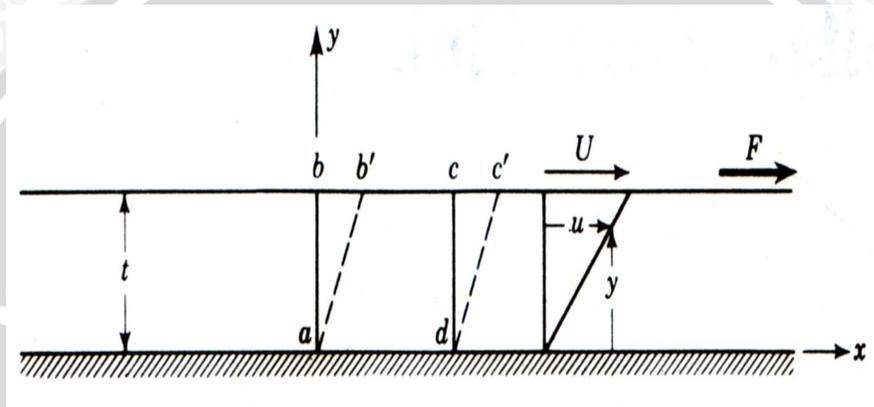
W. A. Khan (2006), meneliti tentang “*Optimal Design of Tube Bank in Crossflow Using Entropy Generation Minimization Method*” dalam penelitiannya dijelaskan tentang studi pada losses termodinamik yang terjadi karena adanya perpindahan panas dan *pressure drop* yang terjadi pada aliran fluida dengan batang pengganggu baik itu susunan *in-line* atau *stagerred*. Perbandingan jarak  $S_L$  dan  $S_T$  yang dipakai pada percobaan ini bervariasi, yaitu: 1.25 x 1.25 ; 1.5 x 1.5 ; 2.0 x 2.0 (mm).

Chang dkk mengadakan penelitian tentang perpindahan panas pada fluida yang melewati saluran segi empat yang diberi *rib* (rusuk). Pengamatan dilakukan terhadap perpindahan panas dari fluida ke dinding. Hasil penelitian dibandingkan dengan korelasi yang diajukan Dittus dan Boelter yaitu,  $Nu = 0,0236 Pr^{0.4} Re^{0.8}$ . Didapat bahwa bilangan Nusselt pada penelitian ini lebih besar jika dibandingkan korelasi Dittus dan Boelter, tetapi pangkat dari bilangan Reynolds lebih kecil dari 0.8.

Young T.J dan Vafai mengadakan penelitian pada aliran fluida yang melalui saluran segi empat. Saluran segi empat diletakkan secara horizontal. Batang penghalang berpenampang segi empat diletakkan pada dinding bagian bawah dan dipanaskan oleh *heater* dengan fluks panas konstan. Pengamatan dilakukan pada perpindahan panas dari batang pengganggu ke aliran fluida. Dari hasil pengamatan didapat korelasi bilangan Nusselt terhadap bilangan Reynolds,  $Nu = 0,4472 \cdot Re^{0.5618}$

## 2.2. Definisi Fluida

Fluida adalah suatu zat yang berubah bentuk secara kontinu bila terkena tegangan geser, betapapun kecilnya tegangan geser tersebut. Tegangan geser ini timbul akibat adanya gaya geser. Gaya geser yang terjadi adalah komponen gaya yang menyinggung permukaan, kemudian gaya geser ini yang dibagi dengan luas permukaan tersebut adalah tegangan geser rata-rata pada permukaan itu. (Streeter, L. V, and Wylie, 1996 : 3 )



Gambar 2.1: Perubahan bentuk fluida akibat penerapan gaya geser konstan.  
Sumber : Streeter, L. V, and Wylie.1996 : 4

Pada gambar 2.1 diatas dapat dilihat bahawa suatu zat yang ditempatkan di antara 2 plat yang sejajar dengan jarak yang kecil ( $y$ ) dan sedemikian luasnya sehingga pada keadaan tepi-tepinya dapat diabaikan. Pelat bagian bawah dalam keadaan diam dan pelat bagian atas bergerak dengan kecepatan  $U$  karena adanya gaya  $F$  terhadap suatu luasan  $A$  dari pelat yang bergerak

Apabila gaya  $F$  tersebut menyebabkan pelat atas bergerak dengan suatu kecepatan, betapapun sangat kecilnya gaya  $F$ , maka dapat disimpulkan bahwa zat diantara pelat tersebut adalah suatu fluida yang sedang mengalami pergerakan dengan kecepatan tertentu dan ditandai perubahan bentuk dari fluida tersebut di sepanjang saluran.

### 2.2.1. Klasifikasi Fluida

Ada bermacam macam kriteria yang digunakan untuk mengklasifikasikan fluida, diantaranya adalah:

Berdasarkan kemampuan fluida dalam menahan tegangan geser, fluida dibedakan menjadi fluida Newton dan fluida non-Newton (Streeter, Victor. L, 1986:3).

Dalam fluida Newton terdapat hubungan linier antara besarnya tegangan geser yang diterapkan dengan laju perubahan bentuk yang diakibatkan. Sedangkan fluida non-Newton memiliki hubungan yang tak linier antara besarnya tegangan geser dengan laju perubahan bentuk.

Klasifikasi fluida berdasarkan kekentalan dibagi menjadi dua yaitu aliran *inviscid* (tidak viskos) dan aliran *viscous* (viskos). Perbedaan kedua jenis fluida tersebut adalah viskositasnya, yaitu pada *inviscid* kekentalanya dianggap nol, sehingga fluida tersebut tidak memberikan tahanan sama sekali terhadap tegangan geser yang terjadi padanya. Tetapi pada kenyataannya tidak ada fluida yang sama dengan viskositas sama dengan nol. Aliran viskos adalah aliran yang viskositasnya bukan nol. Aliran viskos dibagi menjadi aliran laminar dan turbulen.

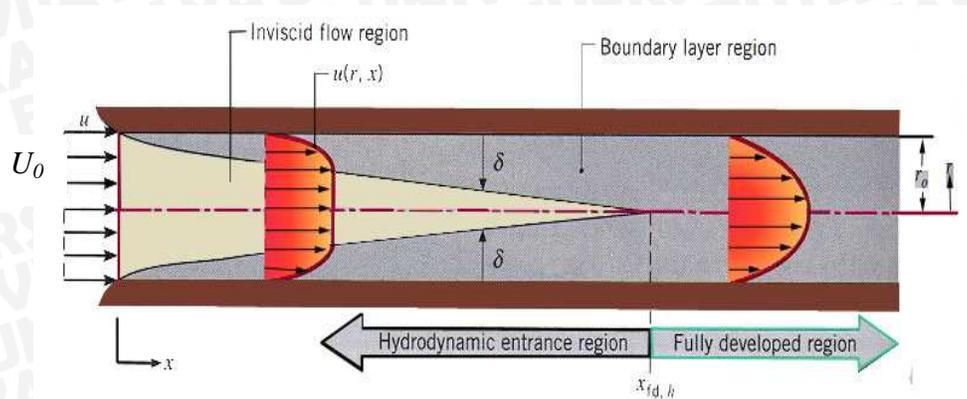
Menurut Daugherty, Robert L. (1986 : 4) fluida dibagi menjadi 2 yaitu fluida mampu mampat (*compressible*) dan fluida takmampu mampat (*incompressible*). Fluida takmampu mampat adalah fluida yang mempunyai massa jenis ( $\rho$ ) konstan, apabila untuk fluida mampu mampat massa jenisnya ( $\rho$ ) merupakan fungsi dari tekanan absolut dan temperatur absolut. Contoh fluida takmampu mampat adalah fluida cair dan fluida gas yang memiliki *Mach Number* ( $M$ )  $< 0,2$  sedangkan untuk fluida mampu mampat adalah fluida gas yang memiliki *Mach Number* ( $M$ )  $> 0,2$ . Suatu fluida dikatakan mampu mampat jika perubahan tekanan yang terdapat pada aliran fluida sangat berpengaruh terhadap perubahan kerapatan aliran fluida tersebut. Dan fluida dapat dikatakan sebagai aliran yang takmampu mampat jika perubahan tekanan yang terjadi lebih kecil daripada yang dibutuhkan untuk menciptakan suatu perubahan fase (kavitasi) dan tidak menciptakan suatu perubahan kerapatan, contoh dari aliran takmampu mampat ini adalah air. Pada sistem yang ada fluida yang mengalir merupakan aliran fluida takmampu mampat.

### **2.3. Teori Lapisan Batas**

#### **2.3.1. Lapisan Batas Kecepatan**

*Boundary layer* atau lapisan batas adalah lapisan fluida dari permukaan padat hingga suatu titik yang diukur terhadap permukaan padat dimana efek viskositas dapat

diabaikan/ tidak berpengaruh lagi. Gambar 2.2 akan menjelaskan tentang stuktur *boundary layer*.



Gambar 2.2 Velocity Boundary Layers pada Entrance Region

Sumber : [http://202.44.14.44/aboutus/tawewat/MTE\\_332/heatLESSON07.ppt](http://202.44.14.44/aboutus/tawewat/MTE_332/heatLESSON07.ppt)

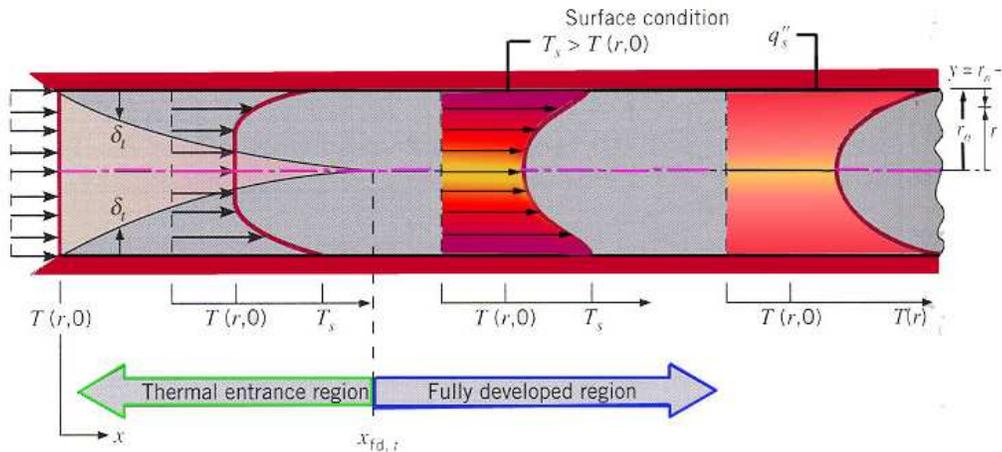
Fluida masuk pipa dengan kecepatan  $U_0$ , besar kecepatan seragam pada penampang melintang saluran karena lapisannya baru mulai berkembang. Pada aliran fluida yang melalui permukaan suatu benda terdapat suatu daerah dimana aliran fluida masih dipengaruhi gesekan dengan permukaan benda. Pada daerah tersebut kecepatan bertambah, dari nol (pada permukaan benda) hingga mendekati kecepatan aliran utama ditunjukkan dengan garis putus-putus (kecepatan fluida didalam lapisan batas telah mencapai 99% kecepatan aliran utama). Selama fluida mengalir tebal *boundary layer* semakin bertambah hingga mencapai pusat pipa. Gradien kecepatan tersebut mempengaruhi tegangan geser dalam aliran fluida karena besarnya tegangan geser sebanding dengan gradien kecepatan. Pengaruh tegangan geser tersebut berangsur-angsur berkurang dengan bertambahnya jarak fluida dari permukaan padat.

Pada daerah masuk, daerah yang berada daerah di dalam *boundary layer* terdapat gradien kecepatan fluida dan kecepatannya selalu lebih kecil dibanding kecepatan fluida diluar *boundary layer*.

### 2.3.2. Lapisan Batas Termal

Bila fluida pada suatu temperatur mengalir di atas suatu permukaan yang berada pada temperatur yang berbeda, perilaku fluida tidak hanya terdapat *velocity boundary layers* saja, akan tetapi juga terbentuk *thermal boundary layers*. *Thermal boundary layers* didefinisikan sebagai daerah di mana terdapat gradient temperatur dalam aliran. Gradient

temperatur terbentuk dari proses pertukaran kalor antara fluida dan permukaan dinding bagian dalam. Gambar 2.3 memberikan penjelasan mengenai *thermal boundary layers* yang terjadi pada *entrance region* dari pipa bundar.



Gambar 2.3 *Thermal Boundary Layers* pada *Entrance Region* dari Pipa Bundar  
 Sumber : [http://202.44.14.44/aboutus/tawewat/MTE\\_332/heatLESSON07.ppt](http://202.44.14.44/aboutus/tawewat/MTE_332/heatLESSON07.ppt)

Pada gambar di atas terlihat tahap-tahap perkembangan *thermal boundary layers* dari aliran fluida yang melalui pipa bundar. Pada pintu masuk pipa, temperatur  $T_s$  aliran fluida seragam karena lapisan batasnya baru mulai berkembang. Tebal lapisan batas akan selalu bertambah selama mengalirnya fluida, akan tetapi tebal lapisan batas dibatasi oleh jari-jari pipa. Ketika fluida mengalir pada tahap selanjutnya terjadi geser antara fluida dan dinding dan antar partikel-partikel yang berdampingan akan menghambat gerakan sehingga menyebabkan *boundary layers* berkembang hingga tebalnya mencapai pusat pipa. Pada daerah masuk, jika temperatur fluida lebih besar dibanding temperatur dinding, maka terdapat gradien temperatur fluida di dalam *boundary layer* dan temperaturnya selalu lebih kecil dibanding di luar *boundary layer*. Sedangkan untuk daerah di luar daerah *boundary layer* mempunyai distribusi temperatur yang seragam, jika temperatur fluida lebih besar dibanding temperatur dinding maka temperatur diluar *boundary layer* selalu lebih besar dibanding di dalam *boundary layer*.

#### 2.4. Klasifikasi Aliran

Perpindahan panas konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk aliran fluida, apakah berbentuk laminar atau turbulen.

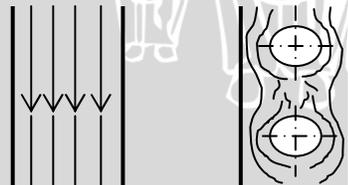
### 2.4.1 Aliran Laminer dan Turbulen

Berdasarkan karakteristik struktur internal aliran, aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran laminer dan turbulen. Aliran laminer adalah aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan (lamina-lamina) membentuk garis-garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain. Hal tersebut ditunjukkan oleh percobaan Osborne Reynold. Pada laju aliran rendah, aliran laminer tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran.

Aliran Turbulen adalah aliran fluida dimana partikel-partikel fluida bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan berfluktuasi yang saling interaksi sehingga garis alir antar partikel fluidanya saling berpotongan. Oleh Osborne Reynold digambarkan sebagai bentuk yang tidak stabil yang bercampur dalam waktu cepat yang selanjutnya memecah dan menjadi tidak terlihat.

### 2.4.2 Aliran dalam saluran segi empat (*Rectangular Duct*)

Bentuk aliran yang melalui *rectangular duct* terlihat seperti pada gambar 2.4. Gambar 2.4 a menunjukkan bentuk aliran berlapis dimana vektor kecepatan hanya pada arah aliran karena merupakan satu dimensi. Sedangkan pada gambar 2.4 b bentuk aliran pada suatu saluran yang mengalami gangguan, terlihat bahwa dibelakang silinder terjadi turbulensi, hal ini terjadi karena adanya perubahan penampang aliran fluida. Penampang aliran terkecil terjadi pada garis berdiameter tegak lurus arah aliran, dimana terjadi kecepatan maksimum. Sedangkan penampang terbesar terjadi pada daerah yang pada arah tegak lurus arah aliran tidak terdapat silinder.



Gambar 2.4 Bentuk Aliran Melalui *Rectangular Duct*  
a. Tanpa Pengganggu b. Dengan Pengganggu

Rumus yang berlaku pada *circular duct* berlaku juga pada *noncircular duct*, bila perbandingan panjang ( $b$ ) dan lebar ( $h$ ) tidak lebih dari 3 atau 4 (Mc Donalds:389). Dalam *rectangular duct* parameter diameter digantikan oleh diameter hidraulik  $D_H$  yang dirumuskan sebagai berikut :

$$D_H = \frac{4A_s}{P} \quad (\text{Mc Donalds, 1985 : 390}) (2 - 1a)$$

Untuk *rectangular duct*  $A_s$  – luas penampang saluran ( $A_s = bh$ ) dan  $P$  – perimeter yang basah  $\{P = 2(b+h)\}$ . Sehingga persamaan menjadi

$$D_H = \frac{2.b.h}{(b+h)} \quad (\text{Mc Donalds, 1985 : 390}) (2 - 1b)$$

Didefinisikan *ar* (*aspect ratio*) adalah perbandingan antara lebar ( $h$ ) dan panjang ( $b$ ) saluran, sehingga

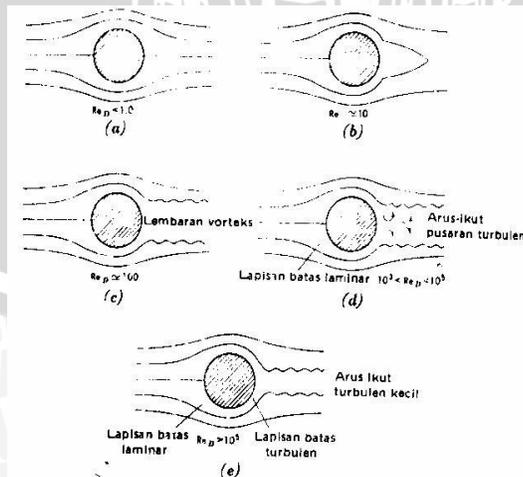
$$D_H = \frac{2h}{1+ar} \quad (\text{Mc Donalds, 1985 : 390}) (2 - 1c)$$

Diameter hidraulik ini digunakan dalam perhitungan bilangan Reynolds.

Pada penelitian ini  $D_h$  yang dihitung adalah  $D_h$  pada *rectangular duct* yang alirannya akan di berikan batang pengganggu. Perhitungan  $D_h$  ini sendiri nantinya digunakan untuk menghitung besarnya bilangan Reynolds yang terjadi pada aliran yang telah mengalami gangguan. Bilangan Reynolds inilah yang akan dijadikan sebagai pembanding besarnya *pressure drop* total tiap variasi jarak batang pengganggu. *Pressure drop* sangat berpengaruh terhadap adanya fluktuasi kecepatan fluida yang mempengaruhi besarnya perpindahan panas konveksi pada penelitian ini.

### 2.4.3 Aliran Melalui Silinder Pengganggu

Pola aliran disekeliling silinder akan mengalami sederetan perubahan dengan meningkatnya bilangan Reynolds seperti terlihat pada gambar 2.5 berikut:



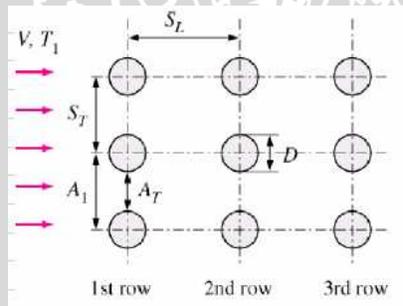
Gambar 2.5 : Garis-garis aliran melewati sebuah silinder  
 Sumber : Kreith, F 1997;462

Pada aliran fluida yang melewati pengganggu akan mengalami perubahan garis aliran. Titik terdepan pada penghalang disebut titik stagnasi (*stagnation point*) dimana pada daerah ini mengalami tekanan paling besar dan akan berangsur-angsur berkurang pada sisi silinder dan tekanan paling kecil terjadi pada bagian belakang silinder. Aliran menjadi terbagi pada titik stagnasi silinder dan terbentuklah lapisan batas yang menebal disepanjang permukaan. Kecepatan akan mencapai maksimum pada kedua sisi silinder, kemudian berangsur-angsur berkurang lagi sampai nol pada titik stagnasi dibelakang.

Dalam pembahasan tentang *heat exchanger*, proses perpindahan panas selalu melibatkan analisa aliran untuk meramalkan nilai koefisien perpindahan panas yang terjadi.

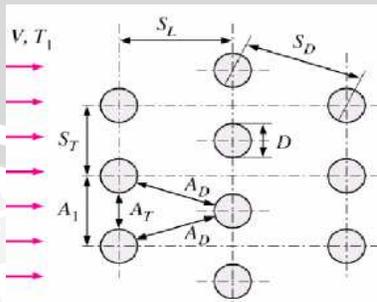
**2.4.4. Bentuk susunan pengganggu**

Susunan yang diberikan bisa secara *inline* maupun disusun secara *staggered*. Didalam susunan bentuk *in-line*, penghalang disusun sejajar dengan perbandingan jarak *longitudinal* dan *transverse* yang berbeda-beda seperti yang terlihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 : Penyusunan pengganggu secara *inline*  
 Sumber : Kreith,F;1994;478

Sedangkan untuk penyusunan batang pengganggu secara *staggered* (zig-zag) dapat dilihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 : Penyusunan pengganggu secara *staggered*  
 Sumber : Kreith,F;1994;479

Rumusan yang biasa dipakai dalam penyusunan batang pengganggu secara *staggered* adalah:  $A_I = S_T L$

$$A_T = (S_T - D)L$$

$$A_L = (S_L - D)L$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

$$Re_D = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (\text{Yunus A.Cengel, 1998: 390})$$

dengan :  $L$  = Panjang batang pengganggu (m)

$V$  = kecepatan rata-rata saluran (m/s)

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

$\mu$  = viskositas dinamik (Ns/m<sup>2</sup>)

Proses perpindahan panas yang melewati suatu pengganggu baik itu yang tersusun secara *inline* maupun *staggered*, dipengaruhi oleh kecepatan fluida, ukuran pengganggu, dan jarak antar pengganggu. Dengan pemasangan pengganggu baik itu *in-line* ataupun *staggered* pola aliran fluida yang terjadi mempunyai kecenderungan berfluktuasi atau dengan kata lain pola aliran yang terjadi adalah turbulen. Proses perpindahan panas konveksi sendiri sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi dari suatu pola aliran.

Pada setiap fluida yang menabrak pengganggu akan menimbulkan *pressure drop*, dan hal ini juga berlaku pada fluida yang menabrak susunan pipa berbentuk *staggered* maupun *in-line*. Pada susunan *staggered*, *pressure drop* yang terjadi lebih besar dari pada susunan *in-line*. Hal inilah yang membuat peneliti mengambil susunan *in-line* sebagai bahan penelitian. *Pressure drop* adalah penurunan tekanan pada suatu aliran yang disebabkan oleh gesekan antara fluida dengan saluran atau pengganggu. Pada *heat exchanger* semakin tinggi *pressure drop* akan menyebabkan semakin tinggi daya yang dibutuhkan oleh pompa atau kompresor untuk mengalirkan fluida.

## 2.5. Persamaan Bernoulli

Dalam mendapatkan persamaan *Bernoulli* terdapat asumsi-asumsi yang harus diperhatikan yaitu alirannya tidak mengalami perubahan kecepatan ( *steady* ), tanpa

gesekan antara fluida dengan permukaan saluran atau pipa, tak mampu mampat, dan massa jenis fluida ( $\rho$ ) konstan:

$$W = m.g.Z + m \cdot \frac{P}{\rho} + m \cdot \frac{V^2}{2} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-2)$$

Bila pada aliran tersebut diambil suatu jumlah fluida untuk tiap 1 Kg, maka persamaannya dinamakan persamaan energi persatuan berat fluida. Oleh karena dibagi massa ( $m$ ) maka didapatkan persamaan energi spesifik yaitu :

$$W = g.Z + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-3)$$

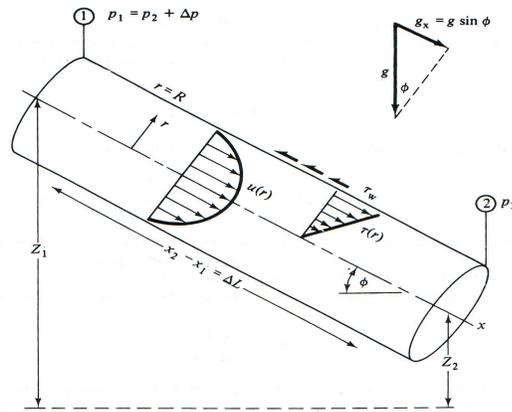
Apabila persamaan tersebut dibagi lagi dengan percepatan gravitasi ( $g$ ), maka akan didapat salah satu ruas dari persamaan *bernoulli* yang mempunyai arti ketinggian. Persamaan ketinggiannya yaitu:

$$H = Z + \frac{P}{\rho.g} + \frac{V^2}{2.g} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-4)$$

Jadi sesuai dengan persamaan ketinggian diatas dan pada gambar 2.8 dapat dijelaskan bahwa pada tiap saat dan tiap posisi yang ditinjau dari suatu aliran fluida didalam pipa tanpa gesekan yang tidak bergerak maka akan mempunyai energi ketinggian tempat, tekanan dan kecepatan yang sama besarnya. Sebagai contoh aliran air didalam pipa, pada posisi 1 Kg air mempunyai tekanan tertentu dan luas penampang yang tertentu pula serta kecepatan  $V_1$

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho.g} + \frac{V_1^2}{2.g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho.g} + \frac{V_2^2}{2.g} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-5)$$

Perubahan bentuk energi akan terjadi bila pada posisi 2 penampang diperkecil, dengan demikian kecepatan fluida naik menjadi  $V_2$  dan tekanan pada posisi 2 akan berkurang, hal ini akan terlihat dengan jelas letak pipa tersebut dibuat mendatar  $Z_1=Z_2$

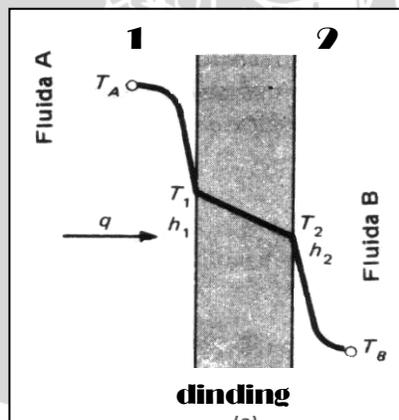


Gambar 2.8 : Aliran yang telah berkembang penuh antara 2 penampang dalam pipa miring

Sumber : White, Frank. M.1954: 305

## 2.6. Perpindahan Panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) adalah ilmu untuk menghitung energi perpindahan panas karena perbedaan suhu diantara benda atau material. Dari termodinamika telah kita ketahui bahwa energi yang berpindah itu dinamakan kalor (*heat*). Ilmu perpindahan kalortidak hanya mencoba menjelaskan bagaimana energi kalor itu berpindah dari suatu benda ke benda lain, tetapi juga untuk meramalkan laju perpindahan yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu.



Gambar 2.9 Proses Perpindahan Panas

Sumber : Holman, 1984 : 32

Pada gambar 2.9 menunjukkan proses perpindahan panas, jika terdapat dua fluida A dan B yang berbeda temperatur dan dibatasi oleh dinding, maka akan terjadi proses

perpindahan panas. Perpindahan panas terjadi dari fluida A yang temperaturnya lebih tinggi ke fluida B yang temperaturnya lebih rendah.

Proses perpindahan panas yang terjadi adalah sebagai berikut :

- Perpindahan panas secara konveksi dari fluida A ke permukaan dinding bagian dalam (1)
- Perpindahan panas secara konduksi dari permukaan dinding bagian dalam (1) ke permukaan dinding bagian luar (2)
- Perpindahan panas secara konveksi dari permukaan dinding bagian luar (2) ke fluida B

### 2.6.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah proses perpindahan panas dimana panas mengalir dari daerah yang bertemperatur tinggi ke daerah yang bertemperatur rendah dalam suatu medium baik padat, cair, maupun gas. Jika pada suatu benda terdapat gradien suhu (temperature gradient), maka akan terjadi perpindahan energi dari bagian bersuhu tinggi ke bagian bersuhu rendah. Kita bisa mengatakan bahwa energi berpindah secara konduksi dan laju perpindahan kalor berbanding dengan gradien suhu normal.

$$\frac{Q}{A} \sim \frac{\partial T}{\partial x}$$

Jika dimasukkan konstanta konstanta proporsionalitas (proportionality constant), maka:

$$Q = k.A. \frac{\Delta T}{\Delta X} \quad (\text{Yunus A.Cengel, 1998: 21}) \quad (2 - 6)$$

Dengan:

Q = laju perpindahan panas konduksi (watt)

k = konduktivitas termal bahan (watt/m°C)

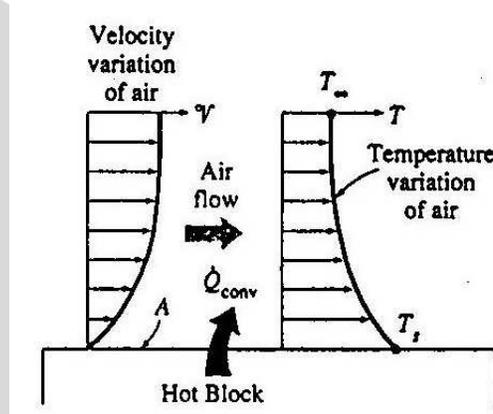
A = luas penampang daerah perpindahan panas (m<sup>2</sup>)

ΔT = Beda temperatur pada penampang (°C)

ΔX = tebal material (m)

## 2.6.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi adalah proses perpindahan energi antara permukaan padat dan aliran fluida cair maupun gas yang bersinggungan. Perpindahan energi dengan cara konveksi dari suatu permukaan yang suhunya berbeda dengan suhu fluida sekitarnya berlangsung dalam beberapa tahap. Pertama, panas akan mengalir secara konduksi dari permukaan partikel-partikel fluida yang berbatasan. Energi yang dipindahkan dengan cara demikian akan menaikkan suhu dan energi partikel-partikel fluida ini. Kemudian partikel fluida ini akan bergerak ke daerah yang bersuhu lebih rendah dalam fluida, dimana partikel-partikel ini akan bercampur dan memindahkan sebagian energinya kepada partikel fluida yang lainnya. Semakin cepat gerakan fluida, semakin besar pula nilai perpindahan panas konveksinya, seperti yang terlihat pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 Perpindahan panas konveksi dari permukaan panas ke udara  
Sumber: Cengel, *Heat and Mass transfer* 1998,29

Berdasarkan gerakan fluida, perpindahan panas konveksi dikelompokkan menjadi:

- konveksi bebas.

Apabila gerakan pencampuran fluida sebagai akibat dari perbedaan densitas yang disebabkan oleh gradien suhu tanpa dibantu efek dari luar (blower, kipas). Arus konveksi memindahkan energi dalam yang tersimpan dalam fluida dengan cara yang sama pada dasarnya sama dengan konveksi paksa. Tetapi intensitas pencampurannya lebih kecil, sehingga koefisien perpindahan panasnya lebih kecil. Kecepatan fluida dalam arus konveksi bebas pada umumnya rendah dan terjadi karena dibangkitkan

oleh gravitasi. Tetapi ciri ciri aliran didekat permukaan perpindahan panas serupa dengan perpindahan panas konveksi paksa.

b. Konveksi paksa.

Apabila fluida dipaksa untuk mengalir dengan memanfaatkan alat dari luar seperti, pompa, kipas, blower dan yang lainnya.

Laju perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Q = h.A(T_s - T_\infty) \quad (2 - 7)$$

Dengan:

$Q$  = laju perpindahan panas konveksi (Watt)

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

$A$  = luas permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )

$T_s$  = temperatur rata-rata permukaan ( $^\circ C$ )

$T_\infty$  = temperatur aliran bebas fluida ( $^\circ C$ )

Koefisien perpindahan panas konveksi bukan merupakan properti dari fluida tetapi secara eksperimental dapat di hitung dan sangat bergantung pada keadaan yang sangat kompleks. Hal-hal yang mempengaruhi koefisien perpindahan panas konveksi diantaranya adalah:

- Aliran fluida

Berdasarkan karakteristik struktur internal aliran, aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran laminar dan turbulen. Aliran laminar adalah aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan (lamina-lamina) membentuk garis-garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain. Aliran Turbulen adalah aliran fluida dimana partikel-partikel fluida bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan berfluktuasi yang saling interaksi sehingga garis alir antar partikel fluidanya saling berpotongan.

- Kecepatan fluida.

Kecepatan pada fluida yang bergerak sangat mempengaruhi terjadinya aliran laminar atau turbulen. Aliran diklasifikasikan sebagai aliran laminar atau turbulen ditentukan berdasarkan pada bilangan Reynolds. Bilangan Reynolds merupakan parameter tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia

terhadap gaya viskos dari suatu fluida . Untuk fluida air aliran transisi terjadi pada nilai bilangan Reynolds  $\approx 2300$ , jika nilai bilangan Reynolds  $\leq 2300$  maka aliran laminar dan pada bilangan Reynolds  $\geq 2300$  aliran menjadi turbulen.

Hal ini dapat dirumuskan dengan persamaan berikut :

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (\text{Cengel, 1998 : 335}) \quad (2 - 8)$$

Dengan :  $V$  = kecepatan rata-rata aliran fluida ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )

$d$  = diameter pipa (m)

$\nu$  = viskositas kinematik ( $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )

- Geometri permukaan (kekasaran)

Kekasaran permukaan menimbulkan *slip* sehingga kecepatan pada dinding tidak sama dengan nol. Hal tersebut menyebabkan lintasan yang semula tetap menjadi acak sehingga terjadi turbulensi pada aliran.

## 2.7. Perpindahan Panas Rata-rata

Laju perpindahan panas dapat diketahui dari besarnya perubahan panas yang dikandung oleh fluida A maupun fluida B. Besarnya perubahan panas pada fluida A dapat diketahui dengan mengukur perubahan temperatur masuk dan temperatur keluar saluran. Perubahan temperatur dikalikan dengan panas jenis fluida A dan laju aliran masa adalah laju perubahan panas yang dikandung oleh fluida A, dirumuskan sebagai berikut :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{fi} - T_{fo}) \quad (2 - 9)$$

Dengan :

$\dot{Q}$  = laju perubahan panas yang dikandung fluida A (Watt)

$c_p$  = panas jenis fluida A ( $\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$ )

$T_{fi}$  = temperatur fluida A masuk *rectangular duct* ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{fo}$  = temperatur fluida A keluar *rectangular duct* ( $^\circ\text{C}$ )

Laju perubahan panas yang terjadi pada fluida selama melintasi saluran akan sama dengan laju panas yang dipindahkan dari fluida A ke dinding secara konveksi. Laju perpindahan panas konveksi dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_{cv} = \bar{h}_1 \cdot A \cdot (T_A - T_1) \quad (\text{Holman, 1984 : 31}) \quad (2 - 10)$$

Dengan :

$Q_{cv}$  = laju perpindahan panas konveksi dari fluida A ke dinding (Watt)

$\bar{h}_1$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata fluida A ( $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

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

$T_A$  = temperatur aliran bebas fluida A di dalam *rectangular duct* ( $^\circ\text{C}$ )

$T_1$  = temperatur rata-rata permukaan dinding dalam (1) ( $^\circ\text{C}$ )

Karena temperatur fluida A sepanjang *rectangular duct* tidak seragam, ditentukan  $T_A$  adalah temperatur rata-rata masuk dan keluar saluran, maka  $T_A$  dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$T_A = \frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} \quad (2 - 11)$$

Dimana  $T_{fi}$  = temperatur fluida A masuk *rectangular duct* ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{fo}$  = temperatur fluida A keluar *rectangular duct* ( $^\circ\text{C}$ )

Karena perubahan kalor fluida A ( $\dot{Q}$ ) sama dengan laju panas yang dikonveksikan dari fluida A ke dinding maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata bisa dihitung dengan menggunakan cara sebagai berikut :

$$\bar{h} = \frac{Q_{cv}}{A \cdot (T_A - T_1)} = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_A - T_1)} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fi} - T_{fo})}{A \cdot (T_A - T_1)} \quad (2 - 12)$$

Selain itu koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata juga dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{D_h} \quad (2 - 13)$$

Dengan  $\overline{Nu}$  = bilangan Nusselt Rata-rata

$k_f$  = koefisien perpindahan panas konduksi fluida ( $\text{W/m}^\circ\text{C}$ )

$D_H$  = diameter hidrolis saluran (m)

Diameter hidrolis saluran dinyatakan dengan persamaan 2 – 1a dan 2 – 1b.

Bilangan Reynolds untuk saluran segi empat dapat dinyatakan dengan :

$$Re = \frac{m \cdot D_H}{\mu \cdot A_s} \quad (2-14)$$

Dengan :

$m$  = laju aliran masa (kg/s)

$\mu$  = viskositas dinamik (N.s/m<sup>2</sup>)

Untuk konveksi rata-rata, bilangan Nusselt dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\overline{Nu} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2-15)$$

Sehingga bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilang Reynolds dan bilangan Prandlt

$$\overline{Nu} = f(Re, Pr) \quad (2-16)$$

Dengan :

$Pr$  = bilangan Prandtl

$Re$  = bilangan Reynolds

Dari persamaan (2 – 12) dan (2 – 13) bilangan Nusselt bisa dituliskan sebagai berikut :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot Dh}{k_f} = \frac{Dh \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f_i} - T_{f_o})}{k_f \cdot A \cdot (T_A - T_1)} \quad (2-17)$$

Perubahan panas fluida A pada *rectangular duct* sama dengan panas yang dipindahkan secara konduksi dari permukaan dinding bagian dalam (1) ke permukaan dinding luar (2), yang dapat dinyatakan dalam bentuk persamaan sebagai berikut :

$$\dot{Q} = Q_k \quad (2-18)$$

Dimana  $Q_k$  = laju panas yang dipindahkan secara konduksi dari permukaan dinding dalam (1) ke permukaan dinding luar (2)

Sedangkan

$$Q_k = \frac{k \cdot A \cdot (T_1 - T_2)}{X} \quad (2-19)$$

Dimana

$k$  = konduktifitas panas dinding baja (W/m°C)

$T_1$  = temperatur rata-rata permukaan dinding dalam (1) yang bersentuhan dengan fluida A (°C)

$T_2$  = temperatur rata-rata permukaan dinding luar (2) yang bersentuhan dengan fluida B ( $^{\circ}\text{C}$ )

$X$  = tebal dinding (m)

Berdasarkan persamaan (2 – 18) dan (2 – 19) didapat rumus :

$$T_2 = T_1 - \frac{\dot{Q} \cdot X}{k \cdot A} \quad (2 - 20)$$

Perubahan panas pada air akan sama dengan panas yang dipindahkan secara konveksi dari permukaan dinding luar (2) ke fluida B, yang dapat dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut :

$$\dot{Q} = Q_{cs} \quad (2 - 21)$$

dimana  $Q_{cs}$  = laju panas yang dipindahkan secara konveksi dari permukaan dinding luar (2) ke fluida B (Watt)

sedangkan

$$Q_{cs} = h_2 \cdot A_p \cdot (T_2 - T_B) \quad (2 - 22)$$

Dengan  $h_2$  = koefisien perpindahan panas konveksi fluida B ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ )

$T_B$  = temperatur fluida B ( $^{\circ}\text{C}$ )

Berdasarkan persamaan (2 – 21) dan (2 – 22) didapatkan

$$h_2 = \frac{\dot{Q}}{A_p \cdot (T_2 - T_B)} \quad (2 - 23)$$

## 2.8. Hipotesa

Semakin kecil jarak pengganggu pada susunan *in-line* maka semakin besar intensitas turbulensi aliran fluida yang melalui *rectangular duct* sehingga akan meningkatkan fluktuasi kecepatan aliran fluida yang akan meningkatkan besarnya bilangan Reynold, semakin besar bilangan Reynold maka bilangan Nusselt juga akan meningkat sehingga laju perpindahan panas konveksi, koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat pula.

## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1. Metode Penelitian

Penelitian yang dilakukan menggunakan metode eksperimental nyata (*true experimental research*) yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung terhadap *rectangular duct* untuk mencari data sebab akibat melalui eksperimental guna mendapatkan data empiris. Penelitian ditekankan pada masalah pengaruh jarak pengganggu (*in-line*) terhadap perpindahan panas konveksi yang terjadi dari fluida kerja ke dinding *rectangular duct*.

#### 3.2. Tempat Penelitian

Penelitian ini akan dilaksanakan di Laboratorium Motor Bakar, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Malang.

#### 3.3. Variabel Penelitian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ada 3 macam, yaitu variabel bebas, variabel terikat dan variabel terkontrol.

1. Variabel bebas

Variabel bebas adalah variabel yang ditetapkan oleh peneliti dan ditentukan sebelum penelitian dilakukan. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah *rectangular duct* tanpa penghalang dan variasi jarak batang pengganggu yaitu: 10mm ; 12.5mm ; 15mm.

2. Variabel terikat

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini meliputi debit aliran fluida melalui saluran segi empat, bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, dan laju perpindahan panas konveksi

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang nilai dapat dikontrol dalam menvariasikannya atau mengubah dan ditentukan sebelum penelitian dilakukan.

Variabel terkontrol pada penelitian ini adalah rasio panjang ( $b$ ) dan lebar ( $h$ ) *rectangular duct* pada saat fluida masuk daerah percobaan  $P/L = 1/4$ . Diameter batang pengganggu adalah 10mm. Temperatur masuk ( $T_{fi}$ )  $50^{\circ}\text{C}$ . Temperatur fluida dingin  $0^{\circ}\text{C}$ .

### 3.4. Peralatan yang Digunakan

Beberapa peralatan untuk pengujian digunakan dalam penelitian ini. Peralatan tersebut adalah sebagai berikut :

1. *Infrared thermometer*

Merk Risbow kw 06-304 dengan spesifikasi  $-50 - 750^{\circ}\text{C}$  digunakan untuk mengukur temperatur permukaan dinding bagian dalam.

2. *Stop watch*

Digunakan untuk mengukur waktu pengisian air pada gelas ukur.

3. Termometer

Digunakan untuk mengukur temperatur fluida di bak air es, bak *preheater*.

4. *Temperature Controller*

Merk Autonics digunakan untuk menjaga temperatur air masuk saluran pengujian konstan, diletakkan pada bak pemanas 2.

5. *Digital Multimeter*

Digunakan untuk mengetahui temperatur masuk dan temperatur keluar saluran.

6. *Heater spiral*

Terdiri dari 4 buah berdaya 350 watt 220 volt dan 1 buah berdaya 150 watt digunakan untuk memanaskan air pada bak *preheater* dan bak penampung air dari *preheater*..

7. Pompa Aquila D 3000

Merk Lifetech dengan spesifikasi  $f_l \text{ max } 200 \text{ l/h}$ ,  $h \text{ max } 2 \text{ m}$ , AC 220/240 V, 50 Hz, 29 W/32W digunakan sebagai alat sirkulasi air.

8. Gelas ukur

Digunakan untuk mengukur volume air masuk saluran.

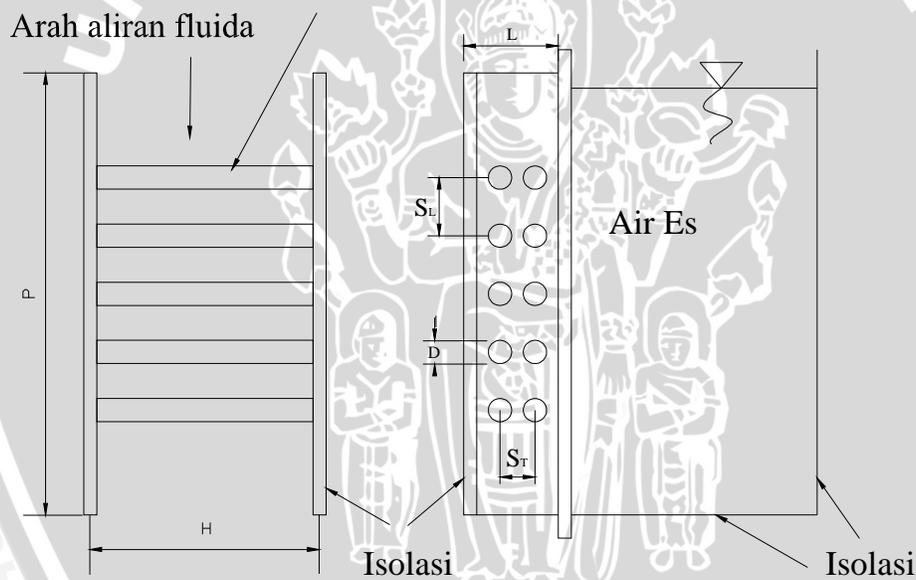
9. Katup

Digunakan untuk mengatur laju aliran air.

### 3.5. Instalasi Penelitian

#### 3.5.1. Rectangular duct

Penempatan penghalang pada saluran yang ditunjukkan gambar 3.1 Jumlah batang pengganggu 10 buah. Batang pengganggu ditempatkan di tengah-tengah antara dua dinding yang mempunyai jarak  $L = 52$  mm tersusun *in-line*. Titik tengah pengganggu terletak pada garis tengah jarak antara dinding tersebut dan sumbu pengganggu dengan membagi tiga jarak  $L$  sama besar. Pengganggu pada posisi melintang arah aliran. Untuk mengukur temperatur fluida masuk bagian pengujian ditempatkan *digital multimeter* pada pipa *inlet* diatas saluran ( $T_{f_i}$ ). Sedangkan untuk mengetahui temperatur fluida keluar juga ditempatkan *digital multimeter* pada pipa *outlet* ( $T_{f_o}$ ). *Rectangular duct* diisolasi dengan *foam* secara keseluruhan kecuali dinding berketebalan 8 mm yang memisahkan fluida panas dan fluida dingin agar perpindahan panas yang terjadi hanya pada dinding 8 mm.



Gambar 3.1 *Rectangular Duct* dengan 5 Pengganggu yang tersusun *in-line*.

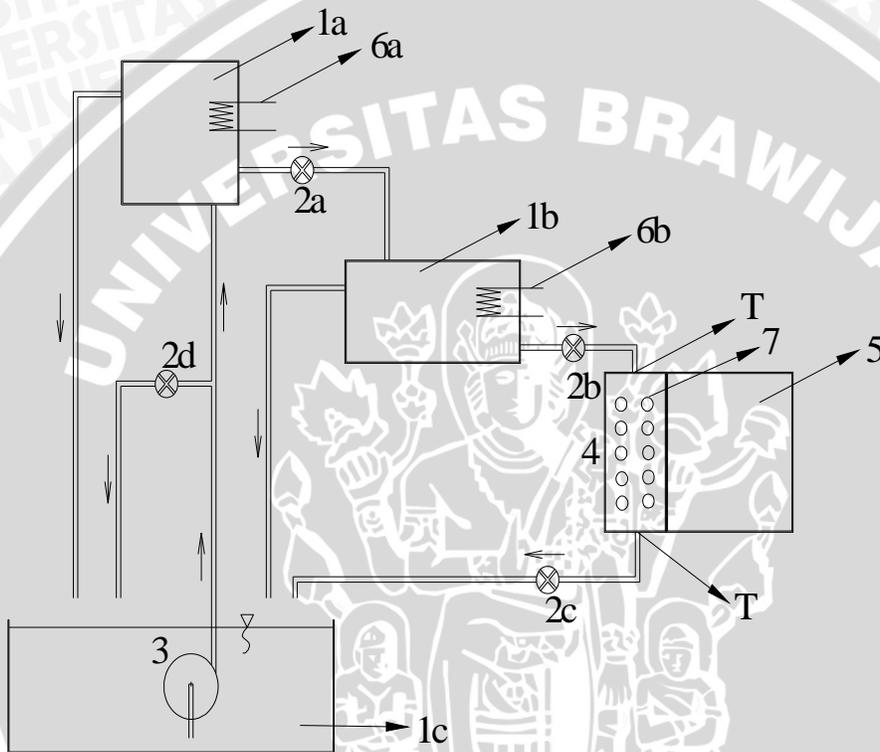
Keterangan :

1. Isolasi (*stereo foam*)
2.  $P = 240$  mm
3.  $L = 52$  mm
4.  $H = 210$  mm
5.  $S_T =$  Jarak horisontal antar batang pengganggu  
(5mm;7.5mm;10mm;12.5mm;15mm)

- 6.  $S_L$  = Jarak vertikal antar batang penggangu (15 mm)
- 7.  $D$  = Diameter penggangu (10 mm)

**3.5.2. Gambar instalasi penelitian**

Instalasi penelitian yang berupa seluruh susunan peralatan adalah seperti pada gambar 3.2 berikut.



Gambar 3.2 Instalasi Penelitian.

Keterangan :

- 1a. Reservoir atas (*preheater*)
- 1b. Reservoir bawah
- 1c. Bak penampung air
- 2. (a,b,c,d) Katup
- 3. Pompa
- 4. Saluran segi empat (*Rectangular Duct*)
- 5. Bak air-es
- 6. (a,b) Heater

7. Batang pengganggu
- T. *Digital Multimeter*

### 3.6. Prosedur Penelitian

Cara kerja dari instalasi pada gambar 3.2 adalah sebagai berikut :

Air dipompa dengan pompa dari bak 1c ke bak 1a. Pada bak 1a dibuat saluran keluar ganda yang bertujuan untuk menjaga ketinggian air konstan. Bak 1a merupakan *preheater*, air dipanaskan hingga temperatur  $50^{\circ}\text{C}$  dengan toleransi  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  agar proses pemanasan pada bak 1b berjalan cepat. Dari bak 1a kemudian air dialirkan masuk ke bak 1b. Pada bak 1b air dipanaskan dengan *heater* yang dihubungkan dengan *temperatur controller* hingga temperatur  $50^{\circ}\text{C}$ . Di dalam bak 5c temperatur air dijaga konstan dengan cara kerja *temperatur controller*, yaitu pada saat air mencapai temperatur  $50^{\circ}\text{C}$  *heater* secara otomatis akan berhenti memanaskan dan bila temperatur kurang dari  $50^{\circ}\text{C}$  *heater* akan memanaskan kembali. Dari bak 1b air mengalir masuk kedalam *rectangular duct* (daerah penelitian). *Digital multimeter* yang diletakkan pada sisi *inlet* akan menunjukkan berapa temperatur masuk ( $T_{fi}$ ) air. Kemudian pada daerah penelitian temperatur dinding bagian dalam dan luar yang dianalisa untuk proses perpindahan panas konveksi diukur dengan *infrared thermometer*. Pada bagian yang dianalisa tersebut perpindahan panas terjadi dari air di dalam saluran melewati dinding menuju ke campuran air dan es. Campuran air dan es tersebut diletakkan pada bak air dingin. Pada sisi *outlet* temperatur keluar ( $T_{fo}$ ) air diukur dengan menggunakan *digital multimeter*. Kemudian air keluar kembali ke bak 1c. Sistem bersirkulasi beberapa saat hingga tercapai keadaan *steady* sehingga pengambilan data bisa mendekati kevalidan.

Penelitian dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Pengambilan data dilakukan pada *rectangular duct* tanpa penghalang dengan pemasangan *acrellic* yang tidak ada penghalangnya dan direkatkan dengan lem *sealant*.
2. Bak air dingin diisi bongkahan es dengan air kemudian diaduk-aduk sehingga temperaturnya merata.
3. Bak air 1a, 1b dan 1c diisi dengan air kemudian *heater* pada bak 1a dan 1b dinyalakan.

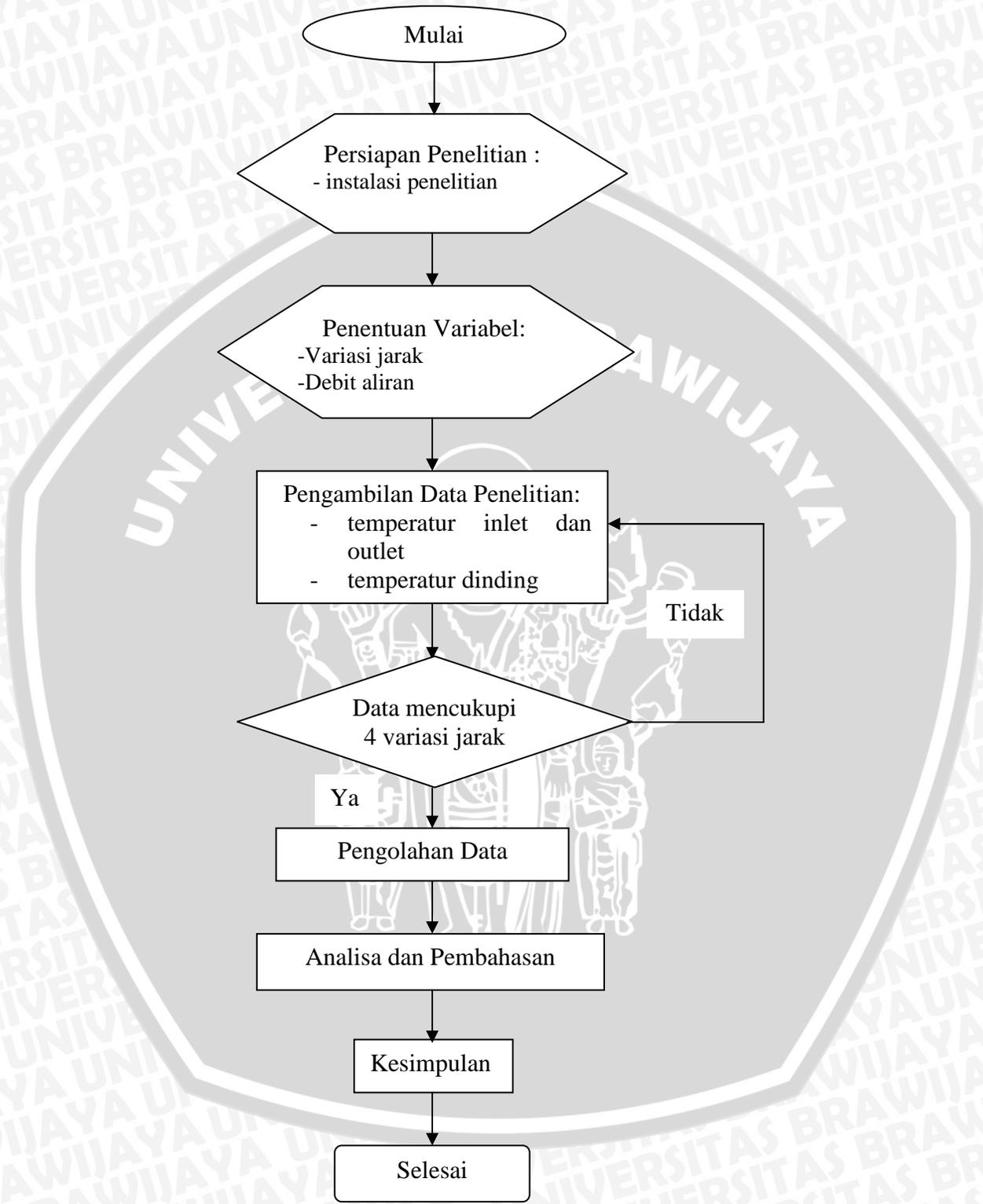
4. Setelah temperatur pada bak 1a dan 1b mencapai  $\pm 50^\circ \text{C}$  pompa air dihidupkan, kemudian katup 2a dan 2b, 2c dibuka penuh.
5. Tunggu beberapa menit sampai keadaan menjadi *steady* dengan ketentuan temperatur air masuk dan keluar *rectangular duct* konstan, level air pada *rectangular duct* terjaga konstan dan temperatur air dingin harus pada  $0^\circ \text{C}$  dengan toleransi  $\pm 2^\circ \text{C}$ . Jika temperatur air es berubah lebih dari  $2^\circ \text{C}$  maka dilakukan penambahan es.
6. Volume air yang keluar melalui katup 2c diukur dengan gelas ukur dan waktunya diukur dengan *stop watch*. Besarnya volume air yang keluar dan waktu akan menghasilkan debit. Katup 2a digunakan untuk mengatur debit air dari bak 1a.
7. Pengukuran temperatur masuk air, temperatur keluar air, temperatur dinding bagian dalam dan dinding bagian luar pada 10 titik.  
Pengukuran temperatur masuk dan keluar air dilakukan pada waktu yang sama.
8. Mengulangi langkah 5 hingga langkah 8 untuk bukaan katup  $75^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $45^\circ$ , dan  $30^\circ$ .
9. Mengulangi langkah 2 hingga langkah 8 untuk *rectangular duct* dengan jarak batang pengganggu (1cm; 1,25cm; 1,5cm)

### 3.7. Rencana Pengolahan dan Analisis Data

Langkah-langkah yang digunakan untuk analisis data dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Membuat grafik hubungan antara jarak pengganggu dengan perpindahan panas konveksi.
2. Membuat grafik hubungan antara jarak pengganggu dengan bilangan Reynolds
3. Membuat grafik hubungan antara bilangan Reynolds dengan bilangan Nusselt
4. Membuat grafik hubungan antara bilangan Nusselt dengan koefisien perpindahan panas konveksi.
5. Membuat grafik hubungan antara koefisien perpindahan panas konveksi dengan laju perpindahan panas konveksi.
6. Analisis dari grafik yang dihasilkan.

### 3.8. Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.6. Diagram alir

## BAB IV

### ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Analisis Data

##### 4.1.1 Data Hasil Pengujian (Lampiran)

Percobaan dilakukan dengan dua macam kondisi *Rectangular duct*, yaitu tanpa pemasangan batang pengganggu dan dengan pemasangan batang pengganggu.

Data yang diperoleh selama pengujian adalah sebagai berikut :

1. Variasi jarak pengganggu : 1cm; 1,25cm; 1,5cm.
2. Temperatur masuk fluida : 50°C
3. Temperatur fluida dingin : 0°C
4. Diameter Hidrolis : 0,0825397 m

##### 4.1.2 Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari Bilangan Reynold (Re), bilangan Nusselt (Nu), Koefisien perpindahan panas konveksi (h) dan Laju perpindahan panas konveksi ( $Q_{cv}$ ), dimana data yang diperoleh pada waktu penelitian adalah sebagai berikut:

Data penelitian yang diperoleh:

1. Luas penampang pipa : 0,000276 m<sup>2</sup>
2. Kecepatan aliran fluida : 0,99265434 m/s
3. Kecepatan aliran fluida dalam saluran : 0,026352589 m/s
4. Bilangan Reynolds : 3849,795
5. Laju aliran massa fluida : 0,271018 kg/s
6. Koefisien perpindahan panas konveksi : 8232,535 Watt/m<sup>2</sup>°C
7. Laju perpindahan panas rata-rata : 4257,373 Watt

##### Contoh perhitungan data :

- Luas penampang pipa ( A )

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (18,75)^2 = 275,9765625 \text{ mm}^2 = 0,000276 \text{ m}^2$$

➤ Kecepatan Aliran Fluida (V)

Contoh pada  $Q = 1 \text{ liter} / 3,65 \text{ s} = 0,0002739726 \text{ m}^3/\text{s}$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,0002739726 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,000276 \text{ m}^2} = 0,99265434 \text{ m/s}$$

➤ Kecepatan Aliran Fluida ( V ) dalam saluran *Rectangular Duct*

$$Q_1 = Q_2$$

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

$$V_2 = \frac{A_1 \cdot V_1}{A_2}$$

dimana  $A_1 = 0,000276 \text{ m}^2$

$$V_1 = 0,99265434 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{0,000276 \text{ m}^2 \cdot 0,99265434 \text{ m/s}}{0,0104 \text{ m}^2}$$

$$V_2 = 0,026352589 \text{ m/s}$$

➤ Diameter Hidrolik (Dh)

Dimana Dh adalah diameter hidrolik :  $D_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a + b)}$

dimana :  $a = 0,2 \text{ m}$

$b = 0,052 \text{ m}$

$$D_h = \frac{2 \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 0,052 \text{ m}}{(0,2 \text{ m} + 0,052 \text{ m})}$$

$$D_h = 0,0825397 \text{ m}$$

➤ Bilangan Reynold (Re)

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

$$Re = \frac{0,026352589 \text{ m/s} \cdot 0,0825397 \text{ m}}{5,693 \text{ E} - 07 \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$Re = 3849,795$$

➤ Laju aliran massa fluida panas

$$\dot{m} = \rho_h v A_p = \rho_h v_h \frac{\pi d_i^2}{4}$$

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

$\rho_h$  = densitas fluida (kg/m<sup>3</sup>)

$v_h$  = kecepatan aliran fluida (m/s)

$A_p$  = Luas penampang pipa (m<sup>2</sup>)

$$\dot{m} = \rho_h v A_p$$

$$\dot{m} = 989.063 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.26352589 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.0104 \text{m}^2$$

$$\dot{m} = 0.271018 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

➤ Laju perpindahan panas rata-rata

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{fi} - T_{fo})$$

dengan :

$\dot{Q}$  = laju perubahan panas yang dikandung fluida A (Watt)

$c_p$  = panas jenis fluida A (J/kg.°C)

$T_{fi}$  = temperatur fluida A masuk *Rectangular Duct* (°C)

$T_{fo}$  = temperatur fluida A keluar *Rectangular Duct* (°C)

jadi

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{fi} - T_{fo})$$

$$\dot{Q} = 0,271018 \text{ kg/s} \times 4133,901 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \times (50^\circ - 46,2^\circ)$$

$$\dot{Q} = 4257,373 \text{ Watt}$$

➤ Koefisien Perpindahan panas konveksi

$$\bar{h} = \frac{Q_{cv}}{A \cdot (T_A - T_1)}$$

$$\bar{h} = \frac{4257,373 \text{ Watt}}{0,0468 \text{ m}^2 \cdot (48,1 - 37,05)^\circ \text{ C}}$$

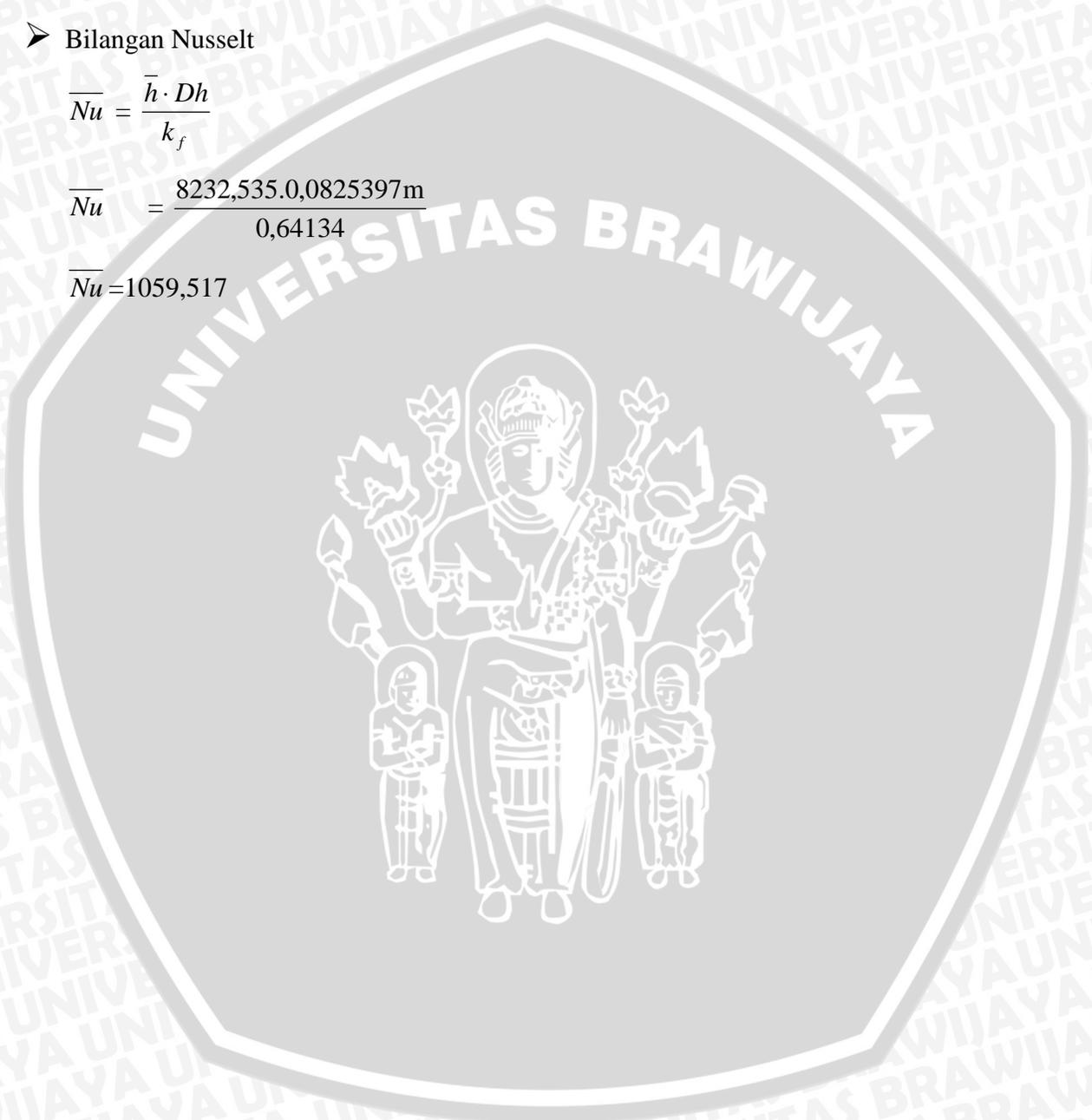
$$\bar{h} = 8232,535 \text{ Watt/m}^2 \text{ }^\circ \text{ C}$$

➤ Bilangan Nusselt

$$Nu = \frac{\bar{h} \cdot Dh}{k_f}$$

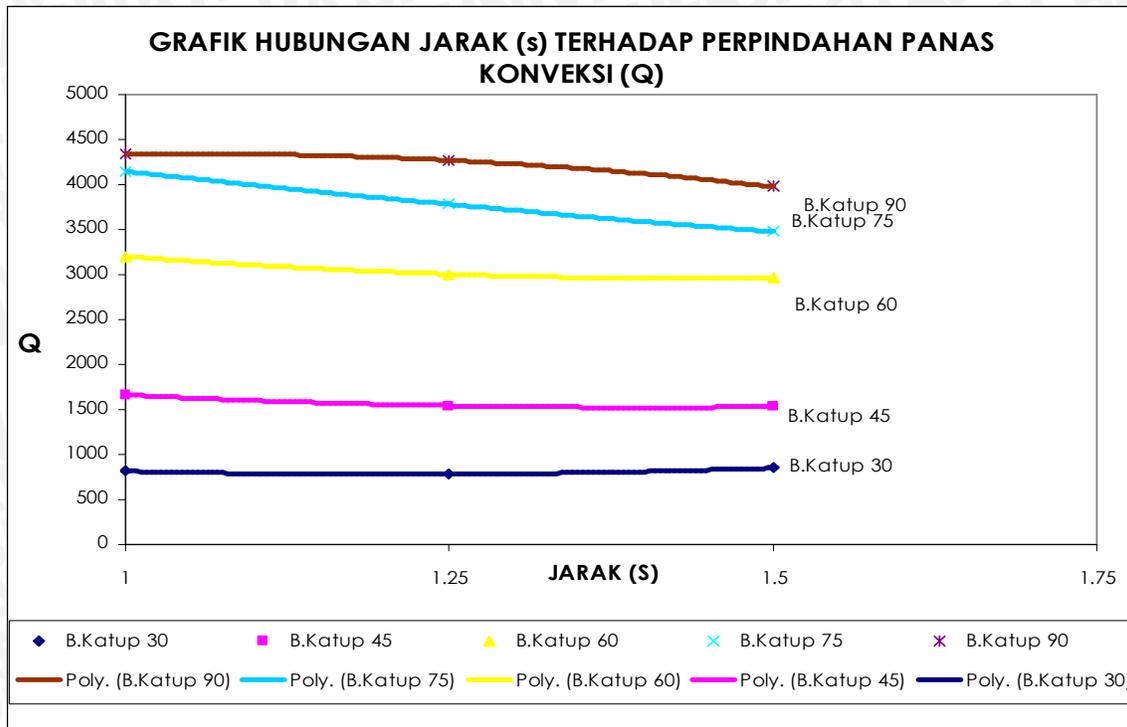
$$Nu = \frac{8232,535 \cdot 0,0825397 \text{ m}}{0,64134}$$

$$Nu = 1059,517$$



## 4.2 Pembahasan

### 4.2.1. Grafik hubungan jarak (s) terhadap perpindahan panas konveksi (Q)



Gambar 4.1 Grafik hubungan jarak (s) terhadap perpindahan panas konveksi (Q)

Gambar 4.1 diatas menunjukkan grafik hubungan jarak (s) terhadap perpindahan panas konveksi (Q) pada *Rectangular Duct* pada variasi jarak 1 cm; 1,25 cm; dan 1,5 cm dengan variasi bukaan katup 30°; 45°; 60°; 75° dan 90°. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa pada jarak pengganggu 1 cm laju perpindahan konveksi (Q) mempunyai nilai tertinggi daripada laju perpindahan panas konveksi dengan jarak pengganggu 1,25 cm dan 1,5 cm, dan laju perpindahan panas konveksi (Q) optimal didapat pada bukaan katup 90°. Nilai laju perpindahan panas konveksi pada jarak 1 cm adalah 4342,13 Watt.

Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut: Perpindahan panas konveksi merupakan perpindahan energi antara permukaan padat dan fluida cair maupun gas bergerak yang saling berbatasan dan melibatkan kombinasi antara konduksi dan gerakan fluida. Besarnya laju perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan secara matematik :

$$Q = h_c A(T_s - T_\infty)$$

Dari rumusan diatas dapat dilihat bahwa laju perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas konveksi (h), koefisien panas konveksi (h)

merupakan fungsi dari bilangan Nusselt, hal tersebut dapat dilihat dari rumusan sebagai

$$\text{berikut : } \bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{Dh}$$

Dapat dikatakan bahwa semakin meningkatnya bilangan Nusselt maka koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat, bilangan Nusselt sendiri merupakan fungsi dari bilangan Reynolds, bilangan Reynolds merupakan suatu parameter tidak berdimensi yang menyatakan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang merupakan ukuran gaya gesekan antar lapisan fluida. Bilangan Reynolds dapat dinyatakan sebagai

$$\text{berikut : } Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viskos}} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

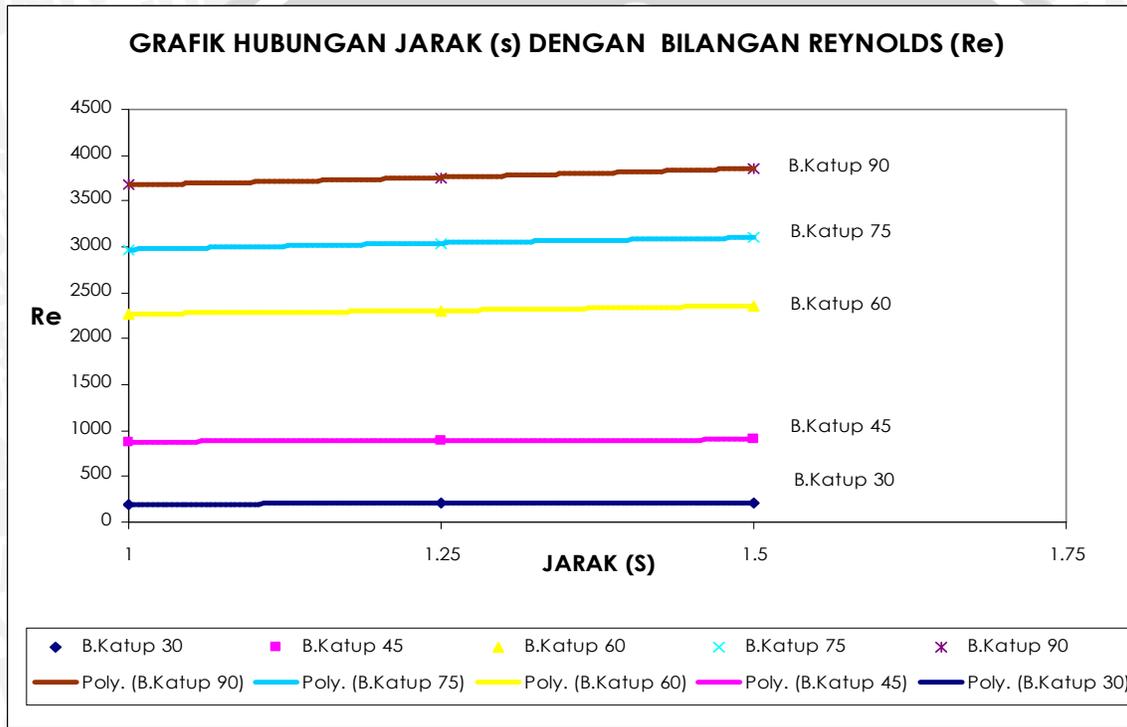
Dari rumusan tersebut dapat diketahui bahwa kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan bilangan Reynolds jadi semakin besar kecepatan fluida yang melewati *Rectangular Duct* maka akan semakin besar bilangan Reynolds nya. Pada jarak pengganggu 1,5 cm kecepatan fluida pada *Rectangular Duct* lebih besar daripada kecepatan fluida pada jarak pengganggu 1cm dan 1,25 cm. kecepatan fluida pada jarak pengganggu 1,5 cm adalah 0,026353 m/s, kecepatan fluida pada jarak pengganggu 1 cm adalah 0,025215 m/s dan kecepatan fluida pada jarak pengganggu 1,25 cm adalah 0,025747 m/s. Dari kecepatan tersebut dapat dilihat bahwa untuk jarak pengganggu 1,5 cm mempunyai bilangan Reynolds terbesar, karena bilangan Reynolds dapat dikatakan sebagai suatu fungsi kecepatan.

Dari pembahasan diatas dapat diketahui bahwa pada jarak penghalang 1,5 cm kecepatan fluida pada *Rectangular Duct* mempunyai nilai tertinggi yaitu 0,026353 m/s, sehingga bilangan Reynolds yang terjadi juga akan semakin tinggi, dengan tingginya nilai bilangan reynolds maka bilangan Nusselt juga akan meningkat, dengan adanya peningkatan bilangan Nusselt maka menyebabkan koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ) juga akan meningkat. Dengan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi diharapkan akan menyebabkan peningkatan laju perpindahan panas konveksi.

Pada grafik hubungan jarak dan laju perpindahan panas konveksi diatas didapatkan perbandingan yang terbalik antara  $Re$  dan laju perpindahan panas konveksi. Perbandingan yang terbalik antara bilangan  $Re$  dan laju perpindahan panas konveksi ini disebabkan karena jarak pengganggu yang terlalu lebar membuat pola aliran yang terjadi

kurang terganggu. Pada jarak 1 cm diperoleh laju perpindahan panas konveksi terbesar yaitu 4342,131 Watt, lalu berangsur turun pada jarak 1,25 laju perpindahan panas sebesar 4269,232 Watt dan pada jarak 1,5 cm sebesar 4257,373 Watt. Pada jarak penngganggu sebesar 1 cm diperoleh gangguan yang lebih besar dibandingkan gangguan pada jarak 1,25 cm dan 1,5 cm sehinggana pada jarak pengganggu 1 cm diperoleh laju perpindahan panas paling besar.

**4.2.2. Grafik hubungan jarak (s) terhadap bilangan Reynolds (Re)**



Gambar 4.2 Grafik hubungan jarak (s) terhadap bilangan Reynolds (Re)

Gambar 4.2 diatas menunjukkan Grafik hubungan jarak terhadap bilangan Reynolds pada *Rectangular Duct* dengan variasi jarak 1 cm; 1,25 cm; dan 1,5 cm pada bukaan katup 30°; 45°; 60°; 75°; dan 90°. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa pada jarak 1,5 cm mempunyai bilangan Reynolds yang lebih tinggi daripada bilangan Reynolds pada jarak 1 cm dan 1,25 cm, dari grafik tersebut juga dapat dilihat adanya kecenderungan dengan semakin besar bukaan katup maka bilangan Reynolds juga akan semakin besar. Bilangan reynolds terbesar terdapat pada jarak penghalang 1,5 cm dan bukaan katup 90° yaitu sebesar  $Re = 3858,331$ . Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai

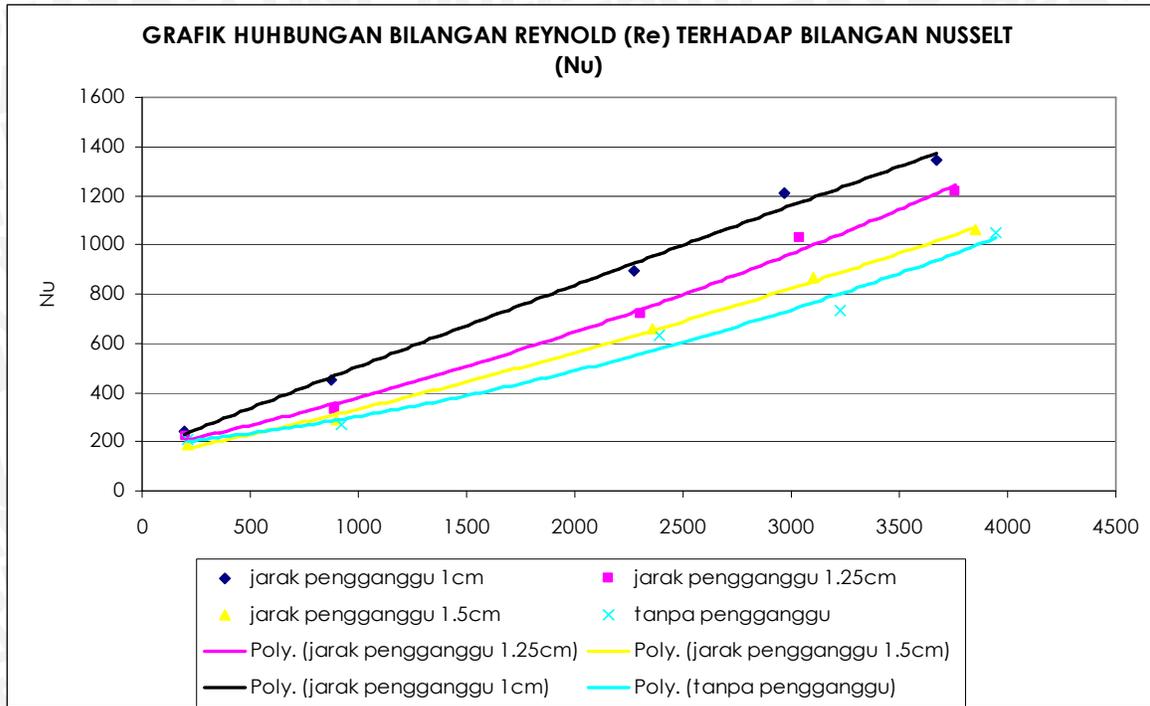
berikut : Bilangan Reynolds merupakan suatu parameter tidak berdimensi yang menyatakan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang merupakan ukuran gaya gesekan antar lapisan fluida. Bilangan Reynolds dapat dinyatakan sebagai

$$\text{berikut : } Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viskos}} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Dari rumusan tersebut dapat diketahui bahwa kecepatan (V) berbanding lurus dengan bilangan Reynolds jadi semakin besar kecepatan fluida yang melewati *Rectangular Duct* maka akan semakin besar bilangan Reynolds nya. Jika kita menganalisa untuk satu variasi bukaan katup yaitu 90° bilangan Reynolds pada jarak pengganggu 1,5 cm kecepatan fluida yang ada pada *Rectangular Duct* adalah 0,026353 m/s, hal itu lebih besar dari kecepatan fluida pada jarak pengganggu 1 cm yaitu sebesar 0,025215 m/s dan 0,025747 m/s pada jarak pengganggu 1,25 cm. Dari kecepatan tersebut dapat dilihat bahwa untuk jarak pengganggu 1,5 cm mempunyai bilangan Reynolds terbesar, karena bilangan Reynolds dapat dikatakan sebagai suatu fungsi kecepatan. Pada penyusunan pengganggu berbentuk sejajar (*in-line*) penyusunan jarak *transverse* maupun *longitudinal* mempunyai efek yang besar terhadap distribusi kecepatan aliran fluidanya. Efek yang dapat ditimbulkan dari pola penyusunan penghalang secara sejajar (*in-line*) ini adalah timbulnya *Pressure Drop*, dimana kita ketahui bahwa *Pressure Drop* mempengaruhi kecepatan fluida yang ada.

Untuk aliran yang melewati sebuah rangkaian pengganggu sejajar (*in-line*) kecepatan fluida pada baris kedua dipengaruhi oleh kecepatan fluida pada baris pertama dan baris ketiga dipengaruhi oleh kecepatan fluida pada baris pertama dan kedua. Dari hal tersebut dapat diketahui bahwa akselerasi fluida pada batang pengganggu dipengaruhi oleh penyusunan pengganggunya, dalam hal ini jarak *transverse* maupun *longitudinal* nya harus mempunyai perbandingan yang pas. Perubahan yang signifikan pada penyusunan jarak pengganggu *transverse* maupun *longitudinal* akan menyebabkan perubahan yang signifikan pada distribusi kecepatan fluidanya. Bilangan Reynolds akan naik jika jarak *transverse* semakin lebar dan jarak *longitudinal* semakin sempit.

### 4.2.3. Grafik hubungan bilangan reynolds (Re) terhadap bilangan Nusselt (Nu)



Gambar 4.3 Grafik hubungan bilangan reynolds (Re) terhadap bilangan Nusselt (Nu)

Gambar 4.3 diatas menunjukkan grafik hubungan bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt dengan variasi jarak penghalang 1 cm; 1,25 cm; dan 1,5 cm dan tanpa penghalang pada *Rectangular Duct*. Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa ada suatu kecenderungan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds maka semakin tinggi pula bilangan Nusseltnya, dari grafik tersebut juga dapat dilihat bahwa jarak penghalang juga mempengaruhi besarnya nilai bilangan Reynolds dan juga bilangan Nusselt.

Bilangan Reynolds tertinggi dicapai pada jarak penghalang 1,5 cm yaitu sebesar 3858,331 dan bilangan Nusselt tertinggi dicapai pada jarak pengganggu 1 cm yaitu sebesar 1345,803. Penjelasan yang dipakai untuk masalah ini adalah : bilangan Nusselt pada penelitian ini didapat dari perhitungan koefisien perpindahan panas ( $h$ ) terlebih dahulu yang didapat dari pembagian laju perpindahan panas dengan perkalian antara luasan dengan beda temperatur antara fluida dan dinding.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A \cdot (T_A - T_L)}$$

Koefisien perpindahan panas ( $h$ ) itu sendiri merupakan fungsi dari bilangan Nusselt.

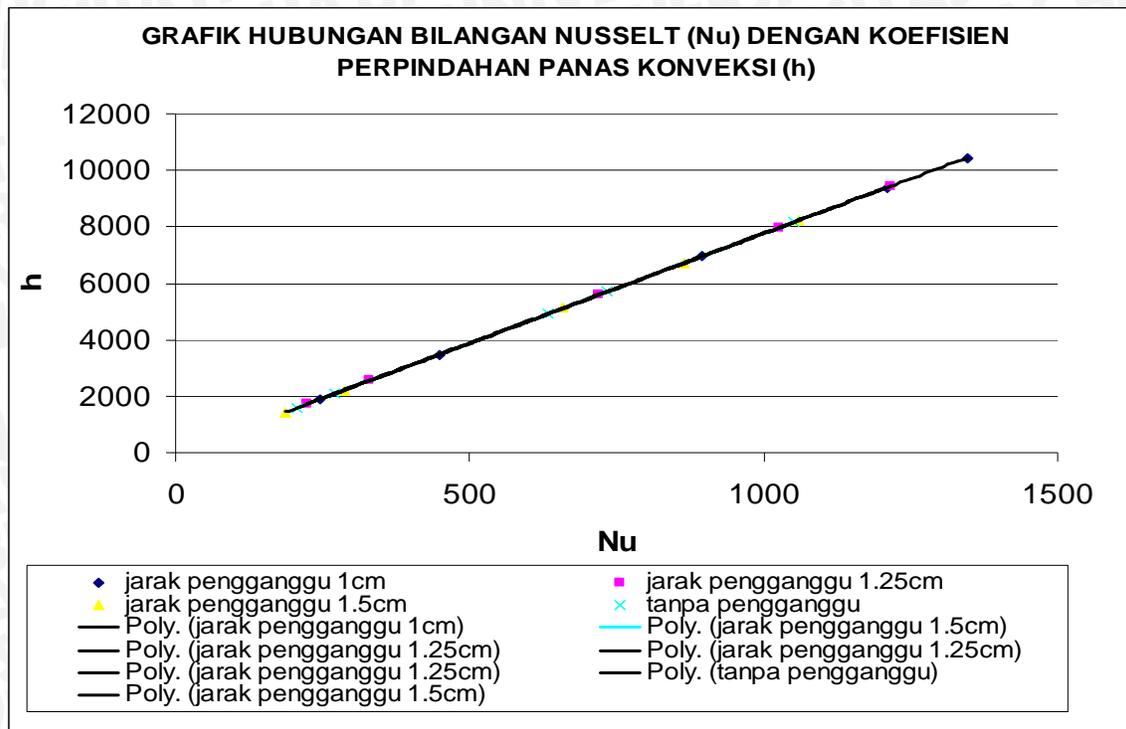
$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu} \cdot k_f}{Dh}$$

Dengan modifikasi rumusan diatas maka bilangan Nusselt dapat dihitung

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot Dh}{k_f}$$

Dari rumusan tersebut bisa di pahami bahwa pada jarak pengganggu 1cm menghasilkan laju perpindahan panas paling besar yaitu 4342,131 Watt. Dengan laju perpindahan panas paling besar maka bilangan Nusselt yang dihasilkan pun akan besar 1345,803. seiring turunnya laju perpindahan panas pada jarak pengganggu 1,25cm dan 1,5cm maka bilangan Nusselt yang di dapat pada jarak pengganggu 1,25cm lebih kecil dari pada bilangan Nusselt untul jarak pengganggu 1cm yaitu 1216,742. sedangkan untuk jarak pengganggu 1,5cm menghasilkan bilangan nusselt paling kecil yaitu 1059,517. Dari uraian diatas bisa disimpulkan bahwa dengan memasang pengganggu pada aliran kecepatan aliran yang kecil bisa menghasilkan bilangan nusselt yang besar sehingga bisa menghasilkan laju perpindahan panas yang besar juga.

#### 4.2.4. Grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h)



Gambar 4.4 Grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h)

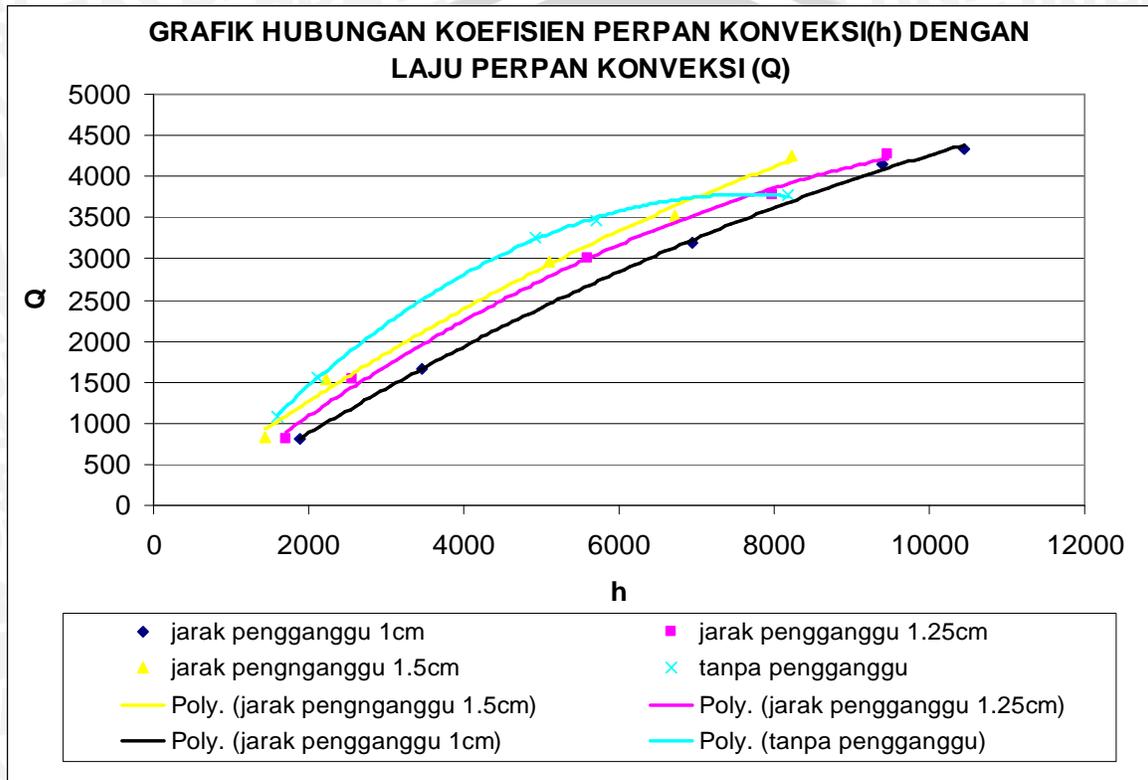
Gambar 4.4 diatas menunjukkan grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h) pada *Rectangular Duct*. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat dengan meningkatnya bilangan Nusseltnya. Koefisien perpindahan panas konveksi tertinggi dicapai pada bilangan Nusselt 1345,803 yaitu sebesar 10454,15 W/m<sup>2</sup> °C. Bilangan Nusselt tertinggi tersebut dicapai pada jarak pengganggu 1 cm. Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut: koefisien perpindahan panas merupakan fungsi dari bilangan Nusselt hal tersebut dapat dilihat dari rumusan berikut ini :

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{Dh}$$

Dari rumusan diatas dapat dilihat, koefisien perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan bilangan Nusselt, jadi koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat sebanding dengan meningkatnya bilangan Nusseltnya. Koefisien perpindahan panas

tertinggi yaitu  $10454,15 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  dicapai pada jarak penghalang 1 cm, hal tersebut dikarenakan bilangan Nusselt terbesar juga dicapai pada jarak penghalang 1 cm.

**4.2.5. Grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) terhadap perpindahan panas konveksi (Q)**



Gambar 4.5 Grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) terhadap perpindahan panas konveksi (Q)

Gambar 4.5 diatas menunjukkan grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa ada kecenderungan perpindahan panas konveksi akan meningkat sebanding dengan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi. Perpindahan panas konveksi tertinggi dicapai pada koefisien perpindahan panas konveksi  $1454,15 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  yaitu sebesar 4342,13 Watt. Perpindahan panas konveksi tertinggi tersebut dicapai pada jarak penghalang 1 cm. Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut: perpindahan panas merupakan fungsi dari bilangan koefisien perpindahan panas konveksi, hal tersebut dapat dilihat dari rumusan berikut ini :

$$Q_{cv} = \bar{h}_1 \cdot A \cdot (T_A - T_1)$$

Dari rumusan diatas dapat dilihat, perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas konveksi, jadi laju perpindahan panas konveksi akan meningkat sebanding dengan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi. Laju perpindahan panas tertinggi yaitu 4342,13 Watt dicapai pada jarak penghalang 1 cm, hal tersebut dikarenakan koefisien perpindahan panas konveksi terbesar juga dicapai pada jarak pengganggu 1 cm. Dari pembahasan sebelumnya dapat diketahui bahwa koefisien perpindahan panas konveksi merupakan fungsi dari bilangan Nusselt, dimana bilangan Nusselt terbesar dicapai pada jarak penghalang 1 cm.



## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari analisis data dan pembahasan pengaruh pemasangan pengganggu dengan variasi jarak pengganggu dan bukaan katup pada *Rectangular Duct*, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut: Pemasangan pengganggu dengan menggunakan variasi jarak pengganggu 1 cm; 1,25 cm dan 1,5 cm pada *Rectangular Duct* dapat meningkatkan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*. Berdasarkan hasil penelitian diperoleh bahwa secara keseluruhan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct* paling optimal dihasilkan pada pemasangan pengganggu dengan rangkaian sejajar (*in-line*) pada jarak pengganggu 1 cm.

#### 5.2 Saran

Adapun saran yang penulis harapkan dari penelitian tentang pemasangan penghalang dengan variasi jarak penghalang (*transverse*) pada *Rectangular Duct* adalah sebagai berikut:

- 1 Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk pemasangan penghalang dengan variasi jarak penghalang longitudinal (SL).
- 2 Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk penelitian lebih lanjut mengenai besarnya *pressure drop* yang dihasilkan dari pemasangan penghalang dengan bentuk *transverse*.

## DAFTAR PUSTAKA

- Adrian Bejan, 1993, *Heat Transfer*, John Willey & Sons, Singapore.
- Chang, S. W.dkk, 1999, *An Experimental Study of Heat Exchanger in Reciprocating Square Duct Fitted With Rib Skewed to The Flow*. Journal of Heat Transfer, vol 121, p 232 – 236.
- David, H. S. 2007, **Pengaruh Jarak Penghalang Terhadap Perpindahan Panas Konveksi Pda Rectangular Duct**, Universitas Brawijaya, Malang.
- Fox, Robert W, dan Mc Donalds, Alan T, 1994, *Introduction to Fluid Mechanics*, John Willey & Sons, Singapore.
- Holman, J.P, 1986, **Perpindahan Kalor**, Trj. Djasifi E, Erlangga, Jakarta
- Incropera, Frank.P dan dewwit, Davis P, 1996, *Fundamental of Heat and MassTransfer*, John Willey & Sons, Singapore.
- Khan. W. A, 2006, *Optimal Design of Tube Bank in Crossflow Using Entropy Generation Minimization Method*, University of Waterloo, Ontario, Canada.
- Kikuchi Y.dkk, 1993, *Combined Forced and Free Convection Arround Two In-Line Cylinders in Cross Flow*, Hiroshima University.
- Kreith, Frank, 1986, *Principles of Heat Transfer*, Fourth Edition, Harper and Row Publisher, New York.
- Young, T.J dan Vafai,K. 1999, *Experimental Numerical Investigation of Forced Convective Characteristic of Arrays of Channel Mounted Obstacles*.



# LAMPIRAN

## LAMPIRAN I

Lampiran 1.1 Hasil pengolahan data tanpa penghalang pada *Rectangular Duct*

Bilangan Reynolds				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	210.596	210.797	211.1	210.83
45	923.839	924.241	925.449	924.51
60	2393.83	2392.78	2395.94	2394.18
75	3226.05	3223.19	3228.91	3226.05
90	3941.66	3943.41	3939.91	3941.66

Bilangan Nusselt				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	209.066	207.003	203.936	206.67
45	275.993	273.163	264.727	271.29
60	635.339	643.356	619.392	632.7
75	734.059	756.923	711.377	734.12
90	1051.37	1032.74	1070.09	1051.4

Koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{Watt/m}^2\text{C}$ )				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	1604.58	1588.9	1565.58	1586.35
45	2139.81	2117.98	2052.91	2103.57
60	4932.05	4994.01	4808.79	4911.62
75	5704.32	5881.36	5528.66	5704.78
90	8173.65	8029.26	8318.78	8173.9

Laju perpindahan panas konveksi (Watt)				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	1085.11	1078.22	1067.89	1077.08
45	1588.27	1574.54	1533.38	1565.4
60	3264.95	3300.12	3194.6	3253.23
75	3470.51	3564.45	3376.57	3470.51
90	3767.89	3710.72	3825.06	3767.89

Lampiran 1.2 Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1 cm pada *Rectangular Duct*

Bilangan Reynolds				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	197.25	197.02	197.03	197.3
45	875.26	878.8	875.74	877.8
60	2259.65	2289.82	2262.45	2271.89
75	2975.32	2981.62	2963.14	2972.18
90	3678.65	3665.31	3681.59	3675.55

Bilangan Nusselt				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	244.2	243.65	244.35	244.2
45	445.96	449.72	446.15	447.83
60	896.31	896.11	893.26	895.21
75	1207.77	1206.68	1216.13	1210.58
90	1356.11	1323.95	1355.74	1345.80

Koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{Watt/m}^2\text{°C}$ )				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	1875.37	1876.36	1886.45	1879.18
45	3480	3475.23	3452.76	3469.99
60	6968.36	6921.33	6954.55	6948.24
75	9426.14	9376.34	9387.26	9396.58
90	10469.65	10493.85	10398.95	10454.15

Laju perpindahan panas konveksi (Watt)				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	816.25	813.26	817.65	815.7
45	1657.89	1652.39	1671.22	1660.50
60	3211.99	3186.36	3210.65	3203.001
75	4091.07	4240.79	4102.36	4144.74
90	4526.06	4268.20	4232.13	4342.13

Lampiran 1.3 Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1.25 cm pada *Rectangular Duct*

Bilangan Reynolds				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	204.66	201.36	203.61	203.21
45	886.27	897.64	886.45	890.13
60	2300.37	2259.71	2356.45	2305.51
75	3069.64	3068.65	2989.36	3042.45
90	3638.26	3846.35	3789.54	3758.05

Bilangan Nusselt				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	218.71	225.32	223.23	222.42
45	341.93	332.96	312.98	329.29
60	713.34	713.42	734.26	720.34
75	1066.77	1023.67	989.96	1026.80
90	1230.94	1203.63	1215.65	1216.74

Koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{Watt/m}^2\text{°C}$ )				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	1723.49	1699.54	1713.6	1712.21
45	2554.4	2548.16	2556.11	2552.89
60	5580.68	5602.46	5596.34	5593.16
75	7970.38	7899.93	7976.44	7974.42
90	9451.88	9456.46	9451.19	9453.15

Laju perpindahan panas konveksi (Watt)				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	810.28	811.65	812.06	811.33
45	1533.21	1508.22	1591.23	1544.22
60	3010.97	3010.49	2989.61	3003.69
75	3744.46	3789.22	3802.33	3778.67
90	4321.03	4288.12	4198.54	4269.23

Lampiran 1.4 Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1.5 cm pada *Rectangular Duct*

Bilangan Reynolds				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	210.26	208.55	207.26	208.69
45	902.22	899.51	897.22	899.65
60	2366.06	2359.27	2354.13	2359.82
75	3179.43	3100.26	3016.56	3098.75
90	3864.4	3812.49	3872.51	3849.80

Bilangan Nusselt				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	185.05	188.78	187.26	187.03
45	285.71	285.46	289.35	286.84
60	657.53	658.21	659.13	658.29
75	842.76	864.32	886.21	864.43
90	1083.01	1101.66	993.89	1059.52

Koefisien perpindahan panas konveksi (Watt/m <sup>2</sup> °C)				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	1440.93	1446.83	1432.21	1439.99
45	2228.58	2234.35	2209.16	2224.03
60	5110.68	5116.39	5109.56	5112.21
75	6664.35	6701.22	6782.37	6715.98
90	8220.59	8237.41	8239.62	8232.54

Laju perpindahan panas konveksi (Watt)				
B.KATUP	A	B	C	AVG
30	820.53	823.45	822.56	822.18
45	1514.41	1521.51	1562.03	1532.65
60	2964.87	2933.46	3001.83	2966.72
75	3485.22	3511.42	3564.11	3520.25
90	4286.77	4235.18	4250.16	4257.37

LAMPIRAN II

Lampiran 2.1 Hasil pengambilan data tanpa penghalang pada *Rectangular Duct*

No	B.Katup	Tin	Tout	TL	V	$\dot{m}$
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	34,15	27,625	0,00160348	0,016523
2	45°	50	44,2	31,24	0,00643578	0,066217
3	60°	50	45,35	33,53	0,01650951	0,169821
4	75°	50	46,3	35,15	0,02206337	0,226901
5	90°	50	46,7	38,5	0,02686203	0,276227

No	B.Katup	$\rho$	$v$	Cp	Kf
		kg/m <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /s	J/kg °C	W/m°C
1	30°	991,38	6,27E-07	4143	0,63364
2	45°	989,316	5,75E-07	4135,484	0,63994
3	60°	989,063	5,69E-07	4134,587	0,640745
4	75°	988,854	5,65E-07	4133,846	0,64141
5	90°	988,766	5,63E-07	4133,507	0,64169

Lampiran 2.2 Hasil pengambilan data variasi jarak pengganggu 1cm pada *Rectangular Duct*

No	B.Katup	Tin	Tout	TL	V	$\dot{m}$
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	36.95	34.2	0.001465	0.015094
2	45°	50	43.65	36.6	0.006144	0.063226
3	60°	50	45.2	37.75	0.015689	0.161388
4	75°	50	45.25	38.2	0.020516	0.21104
5	90°	50	45.95	39.1	0.025215	0.259338

No	B.Katup	$\rho$	$v$	$C_p$	$K_f$
		kg/m <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /s	J/kg °C	W/m°C
1	30°	990.85525	6.128E-07	4141.078	0.63517
2	45°	989.437	5.778E-07	4135.913	0.639555
3	60°	989.096	5.7E-07	4134.704	0.64064
4	75°	989.085	5.698E-07	4134.653	0.640675
5	90°	988.931	5.663E-07	4134.1	0.641165

Lampiran 2.3 Hasil pengambilan data variasi jarak pengganggu 1,25 cm pada *Rectangular Duct*

No	B.Katup	Tin	Tout	TL	V	$\dot{m}$
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	37.35	33.55	0.001503	0.015489
2	45°	50	44.15	34.15	0.006204	0.06383
3	60°	50	45.55	36.3	0.015872	0.163261
4	75°	50	45.75	37.75	0.020909	0.215057
5	90°	50	46.1	38.4	0.025747	0.264799

No	B.Katup	$\rho$	$v$	$C_p$	$K_f$
		kg/m <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /s	Kj/m <sup>3</sup>	W/m°C
1	30°	990.77325	6.106E-07	4140.774	0.63541
2	45°	989.327	5.753E-07	4135.522	0.639905
3	60°	989.019	5.683E-07	4134.416	0.640885
4	75°	988.975	5.673E-07	4134.258	0.641025
5	90°	988.8975	5.655E-07	4133.981	0.64127

Lampiran 2.4 Hasil pengambilan data variasi jarak pengganggu 1,5 cm pada *Rectangular Duct*

No	B.Katup	Tin	Tout	TL	V	$\dot{m}$
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	37.5	31.55	0.001542	0.015885
2	45°	50	44.25	32.4	0.006265	0.064454
3	60°	50	45.7	35.45	0.016225	0.166881
4	75°	50	46.1	36.85	0.02123	0.218344
5	90°	50	46.2	37.05	0.026353	0.271018

No	B.Katup	$\rho$	$v$	$C_p$	$K_f$
		kg/m <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /s	Kj/m <sup>3</sup>	W/m°C
1	30°	990.7425	6.098E-07	4140.66	0.6355
2	45°	989.305	5.748E-07	4135.443	0.639975
3	60°	988.986	5.675E-07	4134.297	0.64099
4	75°	988.8975	5.655E-07	4133.981	0.64127
5	90°	988.875	5.65E-07	4133.901	0.64134

