

**PENGARUH DIAMETER PENGHALANG SILINDRIS
YANG DISUSUN BERSILANGAN TERHADAP
PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI
PADA SALURAN SEGI EMPAT**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

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



Disusun Oleh :

PUPUT MARGAHAYU ANDRIAS

NIM : 0410622024-62

DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

JURUSAN MESIN

MALANG

2007

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT, karena dengan limpahan rahmat dan hidayah-Nya maka penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **"Pengaruh Diameter Penghalang Silindris Yang Disusun Bersilangan Terhadap Perpindahan Panas Konveksi Pada Saluran Segi Empat"**

Skripsi ini dibuat penulis sebagai salah satu persyaratan bagi mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik.

Atas dukungan dan kerjasama dari berbagai pihak sehingga penyusunan skripsi ini dapat terselesaikan, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin dan dosen pembimbing pertama.
2. Ir. Tjuk Oerbandono, M. Sc, selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin.
3. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M. Eng.Sc, selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Konversi Energi.
4. Lilis Yulianti, ST, MT, selaku dosen pembimbing kedua.
5. Ir. Djoko Sutikno, M. Eng., atas sumbangan pemikiran keilmuan konversi energi.
6. Seluruh staf pengajar Jurusan Teknik Mesin.
7. Kedua orang tuaku tercinta yang telah memberikan pengorbanan baik materiil maupun spirituil. Serata Kedua adikku Damai dan Anthi tercinta yang telah memberi dukungannya.
8. Mas Andi tercinta yang telah membantu dan mendukungku, Sandy dan Krishna tercinta yang menambah semangatku.
9. Rekan-rekan SAP dan mahasiswa Teknik Mesin yang secara langsung maupun tidak langsung ikut membantu penulis dalam menyelesaikan skripsi ini.

Dengan keterbatasan ilmu yang dimiliki penulis, tentunya skripsi ini masih banyak membutuhkan masukan. Maka dari itu penulis mengharapkan saran dan kritikk yang bersifat membangun demi kesempurnaannya. Penulis berharap semoga skripsi ini bermanfaat bagi pembaca.

Malang, Juli 2007

Penyusun

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK	iv
DAFTAR LAMPIRAN	v
DAFTAR SIMBOL	vi
ABSTRAK	viii
I. PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	2
II. TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Yang Mendahului	3
2.2 Pengertian Fluida	4
2.2.1 Definisi fluida.....	4
2.2.2 Klasifikasi fluida.....	4
2.2.2.1 Termodinamika fluida.....	5
2.3 Aliran Laminar dan Turbulen	6
2.4 Aliran dalam Saluran	7
2.4.1 Teori lapis batas kecepatan	7
2.4.2 Teori lapis batas termal	9
2.4.3 Aliran dalam saluran segi empat.....	12
2.5 Perpindahan Panas	13
2.5.1 Perpindahan panas rata-rata	13
2.5.2 Perpindahan panas lokal.....	16
2.5.3 Bentuk korelasi empiris.....	17
2.6 Hipotesa.....	18
III. METODE PENELITIAN	
3.1 Metode Penelitian.....	19
3.2 Tempat Penelitian.....	19
3.3 Variabel yang Diukur.....	19

3.4	Peralatan yang Digunakan.....	20
3.5	Instalasi Penelitian	20
3.5.1	Saluran segi empat	20
3.5.2	Gambar instalasi penelitian.....	22
3.6	Prosedur Penelitian.....	23
3.7	Rencana Analisis Data	24
3.8	Diagram Alir Penelitian	26

IV. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1	Analisa Data	28
4.1.1	Data hasil pengujian.....	28
4.1.2	Perhitungan data.....	28
4.1.2.1	Perhitungan data perpindahan panas rata-rata.....	28
4.1.2.2	Perhitungan data perpindahan panas lokal.....	30
4.2	Perpindahan Panas Rata-rata.....	31
4.2.1	Analisa data temperatur dinding dalam rata-rata	31
4.2.2	Pembahasan laju perpindahan panas rata-rata.....	33
4.2.3	Pembahasan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata.....	35
4.2.4	Pembahasan Bilangan Nuseelt rata-rata.....	36
4.3	Perpindahan Panas Lokal	38
4.3.1	Analisa data distribusi temperatur dinding dalam lokal.....	38
4.3.2	Pembahasan fluks panas lokal.....	39
4.3.3	Pembahasan koefisien perpindahan panas lokal	40
4.3.4	Pembahasan bilangan Nusselt lokal	41

V. PENUTUP

5.1	Kesimpulan	42
5.2	Saran	42

DAFTAR PUSTAKA

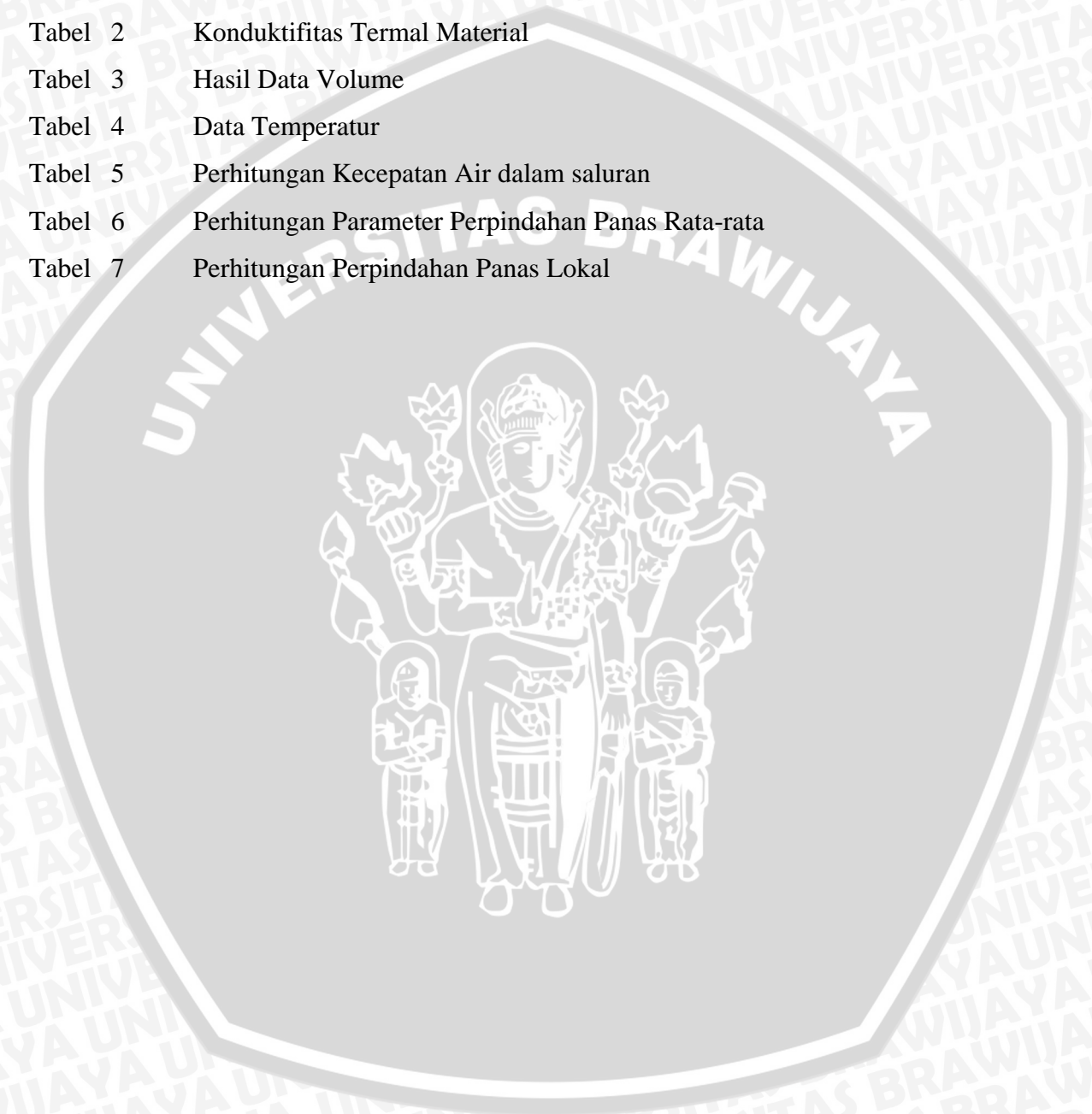
LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK

No	Keterangan	Halaman
Gambar 2.1	Lapis Batas Kecepatan pada <i>Entrance Region</i> dari Pipa Bundar	8
Gambar 2.2	Lapis Batas Termal pada <i>Entrance Region</i> dari Pipa Bundar	10
Gambar 2.3	Bilangan Nusselt Lokal pada Daerah Masuk Termal	10
Gambar 2.4	Bentuk Aliran Melalui Saluran Segi Empat	12
Gambar 2.5	Proses Perpindahan Panas pada Saluran	13
Gambar 3.1	Saluran Segi Empat dengan 5 Penghalang yang disusun Bersilangan	21
Gambar 3.2	Instalasi Penelitian	22
Grafik 4.1	Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Temperatur Rata-rata Dinding dalam Saluran	31
Grafik 4.2	Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Laju Perpindahan Panas Rata-rata	33
Grafik 4.3	Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Rata-rata	35
Grafik 4.4	Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Bilangan Nusselt	36
Grafik 4.5	Grafik Distribusi Temperatur Lokal Dinding dalam Saluran	38
Grafik 4.6	Grafik Distribusi Fluks Kalor Lokal Sepanjang Saluran	40
Grafik 4.7	Grafik Distribusi Koefisien Perpindahan Panas Lokal Sepanjang Saluran	40
Grafik 4.8	Grafik Distribusi Bilangan Nusselt Lokal Sepanjang Saluran	41

DAFTAR LAMPIRAN

No	Keterangan
Tabel 1	<i>Properties of satutated water</i>
Tabel 2	Konduktifitas Termal Material
Tabel 3	Hasil Data Volume
Tabel 4	Data Temperatur
Tabel 5	Perhitungan Kecepatan Air dalam saluran
Tabel 6	Perhitungan Parameter Perpindahan Panas Rata-rata
Tabel 7	Perhitungan Perpindahan Panas Lokal



DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan
a	Konstanta eksponensial	-
A_p	Luas permukaan perpindahan panas	m^2
A_s	Luas penampang saluran	m^2
b	Konstanta eksponensial	-
C	Konstanta	-
C_p	Panas jenis air	$J/kg \cdot ^\circ C$
D	Diameter penghalang	m
D	Diameter pipa	m
D_H	Diameter hidrolis saluran	m
Gz	Bilangan Graetz	-
\bar{h}	Koefisien perpindahan panas rata-rata	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_2	Koefisien perpindahan panas konveksi air-es	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_n	Koefisien perpindahan panas konveksi lokal	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
H	Tinggi saluran	m
k	Konduktifitas panas dinding baja	$W/m \cdot ^\circ C$
k_f	Koefisien perpindahan panas konduksi air	$W/m \cdot ^\circ C$
L	Lebar saluran	m
\dot{m}	Laju aliran masa	Kg/s
\overline{Nu}	Bilangan Nusselt rata-rata	-
Nu_n	Bilangan Nusselt lokal	-
Nu_F	Bilangan Nusselt yang dipengaruhi oleh konveksi paksa	-
P	Panjang saluran	m
P	Perimeter yang basah	m
Pr	Bilangan Prandtl	-
q_{cs_n}	Fluks panas lokal yang dipindahkan secara konveksi dari permukaan dinding luar pada tiap titik n ke air-es	W/m^2
q_{cv_n}	Fluks panas lokal yang dipindahkan secara konveksi dari air panas permukaan dinding dalam pada tiap titik n	W/m^2

q_k	Fluks panas lokal yang dipindahkan secara konduksi dari permukaan dinding dalam pada tiap titik n ke permukaan dinding luar	W/m^2
\dot{Q}	Laju perubahan panas yang dikandung air	Watt
Q_{cs}	Laju perpindahan panas konveksi dari permukaan dinding ke air-es	Watt
Q_{cv}	Laju perpindahan panas konveksi dari air panas ke dinding dalam saluran	Watt
Q_k	Laju perpindahan panas konduksi dari dinding dalam saluran ke dinding luar	Watt
Re	Bilangan Reynolds	-
Re_d	Bilangan Reynolds aliran dalam pipa	-
Re_{Dh}	Bilangan Reynolds berdasarkan diameter saluran (Chang et all, Young T.J dan Vafai, dan O'Brien dan Sohal)	-
S	Jarak vertikal antar penghalang dalam satu baris	m
T_1	Temperatur rata-rata permukaan dinding dalam	$^{\circ}C$
T_{1n}	Temperatur lokal titik n permukaan dinding dalam	$^{\circ}C$
T_2	Temperatur rata-rata permukaan dinding luar	$^{\circ}C$
T_{2n}	Temperatur lokal titik n permukaan dinding luar	$^{\circ}C$
T_{fi}	Temperatur air masuk saluran	$^{\circ}C$
T_{fo}	Temperatur air keluar saluran	$^{\circ}C$
T_A	Temperatur rata-rata air bebas dalam saluran	$^{\circ}C$
T_B	Temperatur air-es	$^{\circ}C$
\bar{V}	Kecepatan rata-rata air dalam saluran	m/s
X	Tebal dinding	m
X_t	Panjang daerah masuk termal	m
a	Difusitas panas	m^2/s
γ	Berat jenis fluida	m^3/kg
μ	Viskositas dinamik	$N.s/m^2$
ρ	Massa jenis air	kg/m^3
ν	Viskositas kinematik air	m^2/s

ABSTRAK

Puput Margahayu Andrias, Juli 2007

Pengaruh Diameter Penghalang Silindris yang Disusun Bersilangan Terhadap Perpindahan Panas Konveksi pada Saluran Segi Empat

Skripsi Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang

Dosen Pembimbing : 1. Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT
2. Lilis Yuliati, ST, MT

Bila fluida mengalir melalui saluran dan terdapat perbedaan temperatur antara fluida dan dinding saluran, maka akan terjadi perpindahan panas konveksi dari fluida ke dinding saluran atau dari dinding saluran ke fluida. Perpindahan panas konveksi merupakan fungsi dari perbedaan temperatur antara dinding dengan fluida, luas permukaan perpindahan panas, dan koefisien perpindahan panas konveksi. Koefisien perpindahan panas konveksi fungsi dari konduktivitas panas fluida, diameter saluran, dan bilangan Nusselt. Besarnya bilangan Nusselt yang terjadi dipengaruhi oleh pola aliran fluida (laminar atau turbulen). Bilangan Nusselt pada aliran turbulen lebih besar dibandingkan pada aliran laminar. Pola aliran fluida pada kondisi tanpa penghalang aliran, dipengaruhi kecepatan aliran fluida (bilangan Reynolds). Aliran fluida yang diberi penghalang aliran, pola alirannya mengalami perubahan, sehingga pada aliran dengan bilangan Reynolds rendah yang seharusnya laminar bisa berubah menjadi turbulen. Dengan perubahan pola aliran fluida dari laminar ke turbulen maka bilangan Nusselt akan meningkat, tetapi seberapa besar peningkatannya belum diketahui, sehingga perlu dilakukan penelitian. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisa pengaruh pemasangan penghalang silindris yang disusun bersilangan terhadap perpindahan panas konveksi ke dinding saluran segi empat.

Dalam penelitian ini air bertemperatur 50 °C dialirkan melalui saluran segi empat yang diberi penghalang silindris. Pada dinding bagian kanan saluran didinginkan dengan temperatur konstan sehingga terjadi perpindahan panas konveksi dari aliran air ke dinding saluran. Permukaan dinding lainnya diisolasi agar tidak terjadi kehilangan panas. Pengukuran laju perpindahan panas konveksi dilakukan pada variasi diameter penghalang dengan variasi bukaan katup. Dalam penelitian ini ditentukan $D = 1/4''$, $D = 1/2''$ dan $D = 3/4''$ dan bukaan katup penuh (90°), 75°, 60°, 45°, dan 30°. Hasil pengukuran laju perpindahan panas konveksi pada saluran yang diberi penghalang, dibandingkan dengan saluran tanpa penghalang.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa, pemasangan penghalang dapat meningkatkan bilangan Nusselt bila dibandingkan dengan tanpa penghalang, yaitu untuk $D = 1/4''$ meningkat 12,87 %, untuk $D = 1/2''$ meningkat 31,65 %, dan untuk $D = 3/4''$ meningkat 24,76 %.

Dari hasil penelitian dapat disimpulkan bahwa, semakin besar diameter penghalang, perpindahan panas konveksi meningkat, akan tetapi peningkatan paling optimal terjadi pada diameter penghalang $1/2''$. Saran, perlu dilakukannya penelitian selanjutnya terhadap fenomena aliran yang terjadi dalam penelitian ini dan penelitian ini cocok digunakan untuk alat penukar kalor dengan perbedaan temperatur yang lebih besar, dengan laju aliran fluida yang lambat dan dengan pendinginan yang bersirkulasi.

ABSTRACT

Puput Margahayu Andrias, July 2007

The Effect of Cylinder Barrier Diameter in Staggered Arrangement to Convection Heat Transfer in Rectangular Channel.

Thesis, Mechanical Engineering Departement, Engineering Faculty, Brawijaya University

Councillor : 1. Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT
2. Lilis Yuliati, ST, MT

If fluids flows through channel and there is temperature differences between the fluid and the channel wall, then convection heat transfer from fluid to the channel wall or from channel wall to fluid will happen. Convection heat transfer is function of temperature gradient between channel wall and fluids, convection heat transfer surface area, and convection heat transfer coefficient. Then convection heat transfer coefficient are function of heat conductivity fluids, channel diameters, and Nusselt number. Nusselt number value is influenced by fluid flow pattern (laminar or turbulence). Nusselt number at turbulence flow is bigger than laminar flow. Fluid flow pattern without barrier is influenced by speed of fluid flow (Reynolds number). Fluid flow with barrier can make flow pattern change, so flow with low Reynolds number that should be laminar can change into turbulence. Fluid flow pattern changing from laminar to turbulence will cause Nusselt number to increase, but how much the increase is still unknown, so that is needed furter research. The purpose of this research is to analyze the effect diameters of cylinder barrier installing in staggered arrangement to convection heat transfer at rectangular channel wall.

In this research, water in temperature 50°C is flowed through a rectangular channel tha is given cylinder barrier. The right of channel wall is cooled in constant temperature so that convection heat transfer from water flow to channel wall happens. The other wall surface is insulation so there isn't heat losses. Measuring of convection heat transfer rate is done at barrier diameters variation with valve opening variation. In this research the diameters is defined by $D = \frac{1}{4}$ " , $D = \frac{1}{2}$ " , and $d = \frac{3}{4}$ " and valve opening 90° , 75° , 60° , 45° , dan 30° . The result of convection heat transfer rate measured at channel that is given barrier is compared by channel without barrier.

The result of this research show that, installing barrier causes enhancement Nusselt number if it is compared with the one without barrier, that is for $D = \frac{1}{4}$ " increase 12,87 %, for $D = \frac{1}{2}$ " increase 31,65 %, and for $D = \frac{3}{4}$ " increase 24,76 %.

The conclusion of the result of this research show that, the bigger of barrier diameters, the bigger the of convection heat transfer, but the biggest the rate of convection heat transfer at $D = \frac{1}{2}$ ". The suggestion is that it is necessary for other research to investigate further about the flow phenomenon of this research and this research can used for heat exchanger with higher temperature difference, low fluid flow rate with is sirculated cooling.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Suatu fluida yang mengalir melalui saluran dan terdapat perbedaan temperatur antara fluida dan dinding akan terjadi perpindahan panas secara konveksi dari fluida ke dinding atau sebaliknya dari dinding ke fluida. Perpindahan panas konveksi yang terjadi ini merupakan fungsi dari perbedaan temperatur antara dinding dengan fluida, luas permukaan perpindahan panas, dan koefisien perpindahan panas konveksi. Koefisien perpindahan panas konveksi merupakan fungsi dari konduktifitas panas fluida, diameter saluran dan bilangan Nusselt. Bilangan Nusselt sendiri merupakan bilangan tanpa dimensi yang menunjukkan perbandingan perpindahan panas konveksi melalui lapisan fluida relatif terhadap perpindahan panas konduksi melalui lapisan fluida yang sama. Semakin besar angka Nusselt maka semakin efektif perpindahan panas konveksi yang terjadi. (Cengel : 352).

Bilangan Nusselt sangat dipengaruhi pola aliran fluida. Pada pola aliran turbulen, bilangan Reynolds berpengaruh besar terhadap bilangan Nusselt dibandingkan pada pola aliran laminar yaitu jika bilangan Reynolds besar maka bilangan Nusseltnya akan besar dan bila bilangan Reynolds kecil maka bilangan Nusselt akan kecil pada bilangan Prandtl yang sama. Sehingga perpindahan panas yang terjadi pada aliran turbulen lebih besar dibandingkan pada aliran laminar.

Gangguan yang diberikan pada aliran fluida menyebabkan pola aliran fluida mengalami perubahan. Salah satu faktor yang mempengaruhi perubahan pola aliran adalah penghalang. Sehingga pada aliran dengan bilangan Reynolds rendah ($\ll 2300$) yang seharusnya terjadi aliran laminar bisa terbentuk pola aliran turbulen. Aliran yang terganggu ini banyak dijumpai pada aliran fluida dalam alat penukar panas (*Heat Exchanger*). Dengan adanya perubahan pola aliran maka bilangan Nusselt juga mengalami perubahan. Akan tetapi berapa besar perubahan bilangan Nusselt belum dapat diketahui. Berdasarkan latar belakang tersebut, dilakukan penelitian ini.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan diatas dapat disusun rumusan masalah sebagai berikut :

Bagaimana pengaruh diameter penghalang yang disusun bersilangan terhadap perpindahan panas konveksi pada saluran segi empat ?

1.3 Batasan Masalah

Untuk lebih memfokuskan permasalahan maka dalam penelitian ini disusun pembatasan masalah sebagai berikut :

1. Sistem dalam keadaan tunak (*steady*).
2. Fluida kerja yang digunakan air dan perubahan fase hanya terjadi pada bak air dingin dimana es (padat) berubah menjadi air (cair).
3. Perhitungan bilangan Reynolds didasarkan pada diameter hidrolis penampang saluran.
4. Dimensi saluran tetap. Titik acuan penentuan jarak penghalang pada sisi *inlet* saluran segi empat.
5. Penghalang berbentuk silindris dan disusun bersilangan (*staggered*)
6. Koefisien perpindahan panas konveksi air es dalam satu percobaan dianggap seragam.
7. Semua *properties* ditentukan pada temperatur rata-rata fluida.
8. Percobaan pada saluran segi empat.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh perubahan diameter penghalang terhadap perpindahan panas konveksi pada saluran segi empat.

1.5 Manfaat Penelitian

Pada penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat yaitu :

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 Yang Mendahului

Chang et al (1999) mengadakan penelitian tentang perpindahan panas konveksi dari saluran segi empat horizontal ke aliran fluida turbulen. Untuk meningkatkan laju perpindahan panas konveksi adalah dengan membangkitkan vortex dari aliran fluida dalam saluran segi empat menggunakan sirip (*rib*) segiempat yang dipasang pada permukaan saluran bagian atas dan bawah dengan kemiringan 45° (dipasang berlawanan arah). Pengamatan dilakukan dengan memvariasikan bilangan Reynolds ($2300 = Re_{Dh} = 7270$). Hasil pengamatan diperoleh bahwa pemasangan sirip meningkatkan laju perpindahan panas konveksi dan berbanding lurus dengan bilangan Reynolds. Hubungan empiris bilangan Nusselt pada penelitian ini lebih besar dibandingkan dengan yang diajukan Dittus dan Boelter ($Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8}$), tetapi pangkat bilangan Reynolds lebih kecil dari 0,8.

Young T.J dan Vafai (1999) mengadakan penelitian tentang laju perpindahan panas konveksi dalam saluran segi empat. Untuk meningkatkan laju perpindahan panas konveksi ke aliran fluida digunakan batang penghalang berpenampang segi empat untuk mengganggu aliran yang dipasang melekat pada permukaan dinding bawah saluran dan dipanaskan dengan fluks panas konstan. Pengamatan dilakukan dengan memvariasikan bilangan Reynolds ($800 = Re_{Dh} = 1300$) dan menggunakan 1 buah atau 5 buah batang pengganggu. Pemasangan batang pengganggu meningkatkan laju perpindahan panas dan berbanding lurus dengan bilangan Reynolds. Hubungan empiris yang diperoleh untuk 1 batang pengganggu $Nu = 0,4472 Re^{0,5618}$, dan untuk 5 batang $Nu = 0,186 Re^{0,61}$

O' Brien dan Sohal (2005), mengadakan penelitian untuk mengamati perpindahan panas konveksi lokal dalam saluran yang dibatasi dua plat dengan sebuah penghalang berbentuk plat bulat dan dua buah sirip berbentuk segitiga yang dipasang melekat pada dinding untuk membangkitkan vortex dalam aliran fluida. Pengamatan dilakukan dengan memvariasikan bilangan Reynolds ($670 = Re_{Dh} = 6300$) dan variasi kombinasi pemasangan penghalang. Hasil pengamatan diperoleh bahwa pemasangan penghalang menyebabkan peningkatan laju perpindahan panas konveksi dan berbanding lurus dengan bilangan Reynolds, jika hanya menggunakan penghalang plat bulat memberikan hasil yang sama dengan yang diberikan Dittus dan Boelter, demikian juga jika hanya menggunakan

dua buah sirip, peningkatan signifikan terlihat jika saluran diberi penghalang plat bulat dan dua buah sirip secara bersamaan.

2.2 Pengertian Fluida

2.2.1 Definisi fluida

Fluida adalah suatu zat yang bentuknya dapat berubah secara kontinu akibat tegangan geser berapapun kecilnya tegangan geser tersebut (Fox ;1994 : 3). Gaya geser merupakan gaya yang menyinggung permukaan fluida, sehingga tegangan geser pada permukaan dapat diperoleh dengan membagi gaya geser dengan luas permukaan.

2.2.2 Klasifikasi fluida

Fluida terdiri dari berbagai jenis, sehingga diperlukan suatu klasifikasi untuk mempermudah mengenali fluida tersebut, diantaranya adalah sebagai berikut :

Klasifikasi fluida berdasarkan kemampuan fluida dalam menahan tegangan geser yang bekerja padanya dengan ditandai laju perubahan bentuk, dibedakan menjadi fluida Newton dan non-Newton. Pada fluida Newton terdapat hubungan linier antara besarnya tegangan geser dan laju perubahan bentuk yang diakibatkan (μ konstan). Gas dan cairan encer cenderung bersifat fluida Newton. Contoh fluida Newton adalah air, udara, oli. Pada fluida non-Newton terdapat hubungan tak linier antara besarnya tegangan geser dan laju perubahan bentuk yang diakibatkan (μ konstan). Fluida non-Newton dapat berbentuk hidrokarbon berantai panjang yang kental, contohnya pasta gigi.

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.

Berdasarkan mampu mampat fluida dibagi menjadi dua yaitu inkompresibel dan kompresibel. Fluida inkompresibel adalah fluida yang tidak mampu mampat dan perubahan kecepatan fluida akibat perubahan tekanan dapat diabaikan. Sebagai contoh adalah air. Sedangkan fluida kompresibel adalah fluida yang mampu mampat dan kerapatan fluidanya dipengaruhi oleh tekanan. Contohnya adalah udara.

Berdasarkan kondisinya fluida dibagi menjadi dua yaitu aliran *steady* dan aliran *unsteady*. Aliran *steady* terjadi bila kondisi titik manapun di dalam fluida tidak berubah

terhadap waktu. Aliran *unsteady* terjadi bila kondisi di titik manapun berubah terhadap waktu.

Berdasarkan kecepatan fluida dibagi menjadi tiga yaitu aliran satu dimensi, dua dimensi dan tiga dimensi. Aliran satu dimensi adalah aliran yang memiliki satu garis arus walaupun melengkung. Pada aliran demikian variasi kecepatan, tekanan dan sebagainya terjadi sepanjang garis arus karena dimensi yang melintang terhadap garis arus tidak terdefinisikan. Aliran dua dimensi adalah aliran yang menggambarkan medan aliran dalam bidang. Pada aliran ini kecepatan, tekanan dan sifat-sifat lainnya tidak berubah dalam arah tegak lurus ke atas dari satu titik ke titik lainnya. Aliran tiga dimensi merupakan aliran yang paling umum dengan komponen-komponen kecepataannya u , v , dan w dalam arah saling tegak lurus merupakan fungsi koordinat-koordinat ruang dan waktu x , y , z , dan t .

2.2.2.1 Termodinamika fluida

Hubungan termodinamika dan aliran fluida pada umumnya terbatas pada gas sempurna. Pada termodinamika klasik meninjau tingkat kondisi kesetimbangan dari zat yang seragam. Kondisi tersebut dinyatakan dalam besaran kimia termis dan mekanik yang merupakan fungsi posisi dan waktu. Termodinamika setimbang sampai taraf tertentu masih berlaku dalam kondisi tidak setimbang dan tidak seragam yang dijumpai dalam dinamika fluida. Walaupun dapat dirasakan gerakan fluida mempunyai pengaruh besar terhadap kesetimbangan dalam kenyataannya aliran hanya berpengaruh kecil terhadap hubungan termodinamika.

Berdasarkan hukum termodinamika pertama dan kedua terdapat persamaan-persamaan pengendalian umum yaitu persamaan Euler, persamaan Bernoulli, persamaan momentum dan persamaan energi. Berikut merupakan persamaan Euler yang mensyaratkan empat asumsi yaitu tanpa gesekan, mengikuti garis aliran, aliran seragam dan aliran *steady*.

$$\frac{dp}{\rho} + g dz + v dv = 0 \quad (\text{Streeter, 1985 : 99}) \quad (2 - 1)$$

Persamaan tersebut dapat diintegrasikan jika ρ adalah fungsi p atau konstan. Bila ρ konstan maka dapat diperoleh persamaan Bernoulli sebagai berikut.

$$gz + \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter, 1985 : 100}) \quad (2 - 2 a)$$

Persamaan 2.1 merupakan persamaan energi persatuan massa. Bila dibagi dengan g menjadi

$$z + \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter, 1985 : 100}) \quad (2 - 2 \text{ b})$$

2.3 Aliran Laminar dan Turbulen

Jika suatu fluida yang mengalir dalam saluran dengan laju alir yang rendah, maka secara mikroskopik partikel-partikel fluida itu akan bergerak hanya dalam lapisan yang dimiliki partikel masing-masing. Artinya partikel fluida bergerak ke arah aksial saja dan tidak ada partikel yang menyeberangi batas lapisan. Aliran semacam ini dinamakan aliran laminar.

Akan tetapi jika fluida mengalir dengan laju kecepatan yang tinggi, secara mikroskopik akan terdapat sejumlah partikel fluida yang bergerak tidak beraturan sehingga partikel tersebut dapat menyeberangi batas lapis alirannya. Hal ini menyebabkan aliran fluida menjadi terlihat tidak teratur. Aliran semacam ini dinamakan aliran 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 aliran dalam, aliran transisi terjadi pada bilangan Reynolds ~ 2300 , jika nilai bilangan Reynolds = 2300 maka aliran laminar dan pada bilangan Reynolds = 2300 aliran menjadi turbulen.

Hal ini dapat dirumuskan dengan persamaan berikut :

$$\text{Re}_D = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu} \quad (\text{Fox, 1994 : 33}) \quad (2 - 3)$$

$$= \frac{\rho \cdot \frac{m}{D^2} \cdot D}{\frac{\rho \pi \frac{4}{4}}{\mu}} = \frac{4m}{\pi D \mu}$$

Dimana : Re_D = bilangan Reynolds aliran dalam pipa

ρ = masa jenis fluida (kg/m^3)

\bar{V} = kecepatan rata-rata fluida (m/s)

D = diameter pipa (m)

μ = viskositas dinamik fluida (N.s/m^2)

Selain bilangan Reynolds terdapat beberapa faktor yang mempengaruhi terjadinya pola turbulensi pada aliran yaitu :

a. Kekasaran pada permukaan

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.

b. Perubahan luas penampang

Berdasarkan persamaan 2 -3 bilangan Reynolds merupakan fungsi kecepatan. Pada persamaan kontinuitas luas penampang berbanding terbalik dengan kecepatan.

$$Q = V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (\text{Streeter, 1985 : 95}) \quad (2 - 4)$$

Pada Q yang sama, bila luas penampang A_1 kecil maka kecepatan V_1 tinggi. Sebaliknya bila luas penampang A_2 besar maka kecepatan V_2 rendah. Perubahan luas penampang menyebabkan perubahan kecepatan, sehingga aliran yang semula laminar akan berubah menjadi turbulen akibat dari lintasan yang tetap dan tidak terputus tersebut menabrak dinding-dinding dan menimbulkan pola yang acak.

c. Hambatan atau gangguan pada aliran

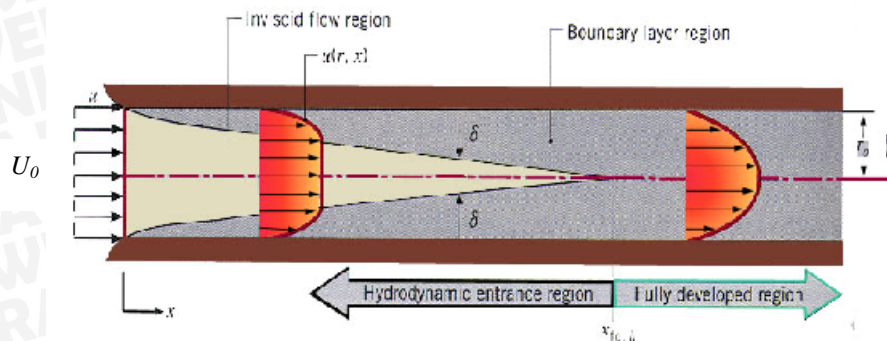
Pada bilangan Reynolds = 2300 aliran yang terjadi adalah laminar. Akibat adanya penghalang pada aliran hanya menyebabkan turbulensi, akan tetapi bilangan Reynolds tidak berubah secara signifikan menjadi aliran turbulen.

2.4 Aliran dalam Saluran (*Internal Flow*)

Internal flow adalah suatu aliran fluida yang dibatasi oleh permukaan ketika *boundary layer* tidak dapat berkembang bebas karena adanya pembatas dari permukaan external. *Internal flow* diaplikasikan dalam aliran yang melalui pipa, saluran, nosel, *diffuser*, *sudden contraction* dan *sudden expansion*, *valve* dan *fittings*. *Internal flow* bisa laminar maupun turbulen. Aliran dalam saluran akan menjadi laminar atau turbulen ditentukan oleh bilangan Reynolds seperti pada kajian sebelumnya.

2.4.1 Teori lapis batas kecepatan

Pada *internal flow* tidak terdapat daerah yang benar-benar terbebas dari pengaruh permukaan pembatas. Gambar 2.1 dapat memberikan penjelasan secara umum aliran laminar dan turbulen yang terjadi pada *entrance region* dari pipa bundar.



Gambar 2.1 Lapis Batas Kecepatan pada *Entrance Region* dari Pipa Bundar

Sumber : 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. Karena fluida mempunyai viskositas, kondisi pada dinding dianggap tanpa *slip* maka kecepatan pada dinding harus sama dengan nol sepanjang pipa. Garis antara *boundary layer region* dan *inviscid flow region* menunjukkan tepi lapis batas (*boundary layer edge*), letaknya adalah simetris. Selama fluida mengalir tebal lapis batas semakin bertambah hingga mencapai pusat pipa. Pada tahap selanjutnya lapis batas sudah cukup berkembang, fluida yang dibatasi antara dinding dan tepi lapis batas memiliki kecepatan lebih kecil dibanding U_0 karena berada di dalam lapis batas, maka daerah diluar tepi lapis batas kecepataannya harus lebih besar dari U_0 , sehingga kecepatan fluida rata-rata pada daerah tersebut sama dengan U_0 . Artinya gradien kecepatan fluida pada daerah aliran seragam (daerah yang dibatasi *boundary layer edge*) sepanjang sumbu x tidak sama dengan nol. Jika ditulis dalam bentuk persamaan adalah sebagai berikut :

$$\frac{dU}{dx} \neq 0$$

Sedangkan untuk daerah didalam lapis batas sudah pasti gradien kecepatan pada arah sumbu x tidak sama dengan nol. Untuk daerah berkembang penuh (*fully developed*) gradien kecepatan pada arah x sama dengan nol.

Berdasarkan uraian di atas dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Pada daerah *fully developed* $dU/dx = 0$
2. Pada daerah *entrance region* selalu $dU/dx \neq 0$
 - a. Daerah di dalam *boundary layer* $dU/dx < 0$
 - b. Daerah di luar *boundary layer* $dU/dx > 0$

Jarak antara daerah masuk (*entrance*) ke daerah *fully developed* dinamakan *entrance length*. Untuk aliran laminar *entrance length*, L merupakan fungsi dari bilangan Reynolds yaitu

$$\frac{L}{D} \sim 0.06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu} \quad (\text{Fox, 1985 : 333}) \quad (2 - 5a)$$

Dimana D - diameter pipa, \bar{V} - kecepatan rata-rata, ρ - masa jenis fluida dan μ - viskositas dinamik fluida. Sehingga *entrance length*, L untuk aliran laminar dalam pipa adalah

$$L \sim 0.06 \text{Re}D = (0.06)(2300)D = 138D \quad (\text{Fox, 1985 : 333}) \quad (2 - 5b)$$

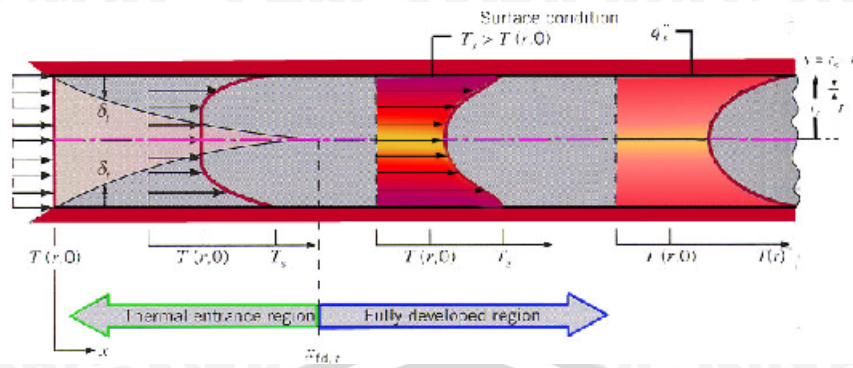
Atau lebih dari $100D$. Dalam aliran turbulen fluida bergerak secara acak, sehingga lapis batas berkembang dengan cepat. Eksperimen menunjukkan bahwa profil kecepatan rata-rata menjadi *fully developed* pada pipa dengan jarak $25 - 40 D$ dari *entrance*. Akan tetapi profil kecepataannya belum mencapai *fully developed* pada jarak $80 D$ atau lebih.

Lapis batas terdapat pada *entrance region* dimana lapis batas tersebut belum berkembang penuh. Pada *entrance region* terdapat dua daerah yang berbeda, yaitu:

- a. Daerah di dalam lapis batas, yaitu daerah yang telah dipengaruhi dinding. Untuk lapis batas kecepatan, adalah daerah yang telah dipengaruhi oleh gaya viscous akibat dinding yang diam. Pada daerah di dalam lapis batas terdapat gradien kecepatan fluida dan kecepataannya selalu lebih kecil dibanding kecepatan fluida diluar lapis batas. Untuk lapis batas termal, jika temperatur fluida lebih besar dibanding temperatur dinding, maka terdapat gradien temperatur fluida di dalam lapis batas dan temperturnya selalu lebih kecil dibanding di luar lapis batas.
- b. Daerah diluar lapis batas, yaitu daerah yang belum dipengaruhi oleh dinding. Untuk lapis batas kecepatan, daerah diluar lapis batas mempunyai kecepatan yang seragam dan selalu lebih besar dibanding di dalam lapis batas. Untuk lapis batas termal, daerah diluar lapis batas mempunyai distribusi temperatur yang seragam, jika temperatur fluida lebih besar dibanding temperatur dinding maka temperatur diluar lapis batas selalu lebih besar dibanding di dalamnya.

2.4.2 Teori lapis batas termal

Bila fluida pada suatu temperatur mengalir di atas suatu permukaan yang berada pada temperatur yang berbeda, perilaku fluida tidak hanya terdapat lapis batas kecepatan saja, akan tetapi juga terbentuk lapis batas termal. Lapis batas termal 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 2.2 memberikan penjelasan mengenai lapis batas termal yang terjadi pada *entrance region* dari pipa bundar.



Gambar 2.2 Lapis Batas Termal pada *Entrance Region* dari Pipa Bundar

Sumber : http://202.44.14.44/aboutus/tawewat/MTE_332/heatLESSON07.ppt

Pada gambar di atas terlihat tahap-tahap perkembangan lapis batas termal dari fluida viskos inkompresibel. Pada pintu masuk pipa, temperatur 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 berdampan akan menghambat gerakan sehingga menyebabkan lapis batas berkembang hingga tebalnya mencapai pusat pipa.

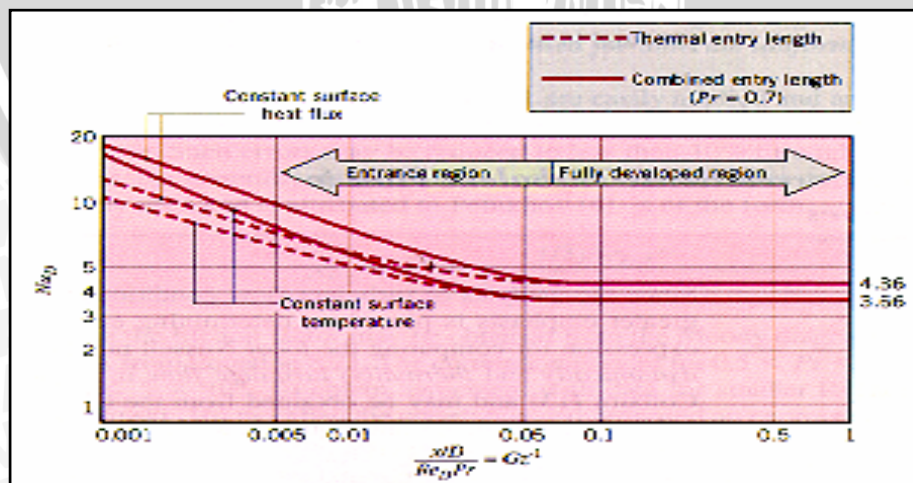
Daerah dimana lapis batas termal belum berkembang penuh disebut daerah masuk termal (*thermal entrance region*) (Cengel, 377). Panjang daerah masuk termal adalah

Untuk aliran laminar, $X_t / D \sim 0.05 \text{ Re Pr}$

Untuk aliran turbulen, $X_t / D \sim 10$

Dengan X_t = panjang daerah masuk termal

D = diameter saluran



Gambar 2.3 Bilangan Nusselt Lokal pada Daerah Masuk Termal

Sumber : http://202.44.14.44/aboutus/tawewat/MTE_332/heatLESSON07.ppt



Dalam aliran laminar murni, mekanisme perpindahan kalor secara konduksi, sehingga koefisien perpindahan panasnya tinggi untuk fluida yang memiliki konduktivitas tinggi, seperti logam cair. Pada gambar 2.3 menunjukkan perubahan koefisien perpindahan panas lokal (bilangan Nusselt) dengan jarak aksial di sepanjang pipa dalam aliran laminar yang berkembang untuk $Pr = 0.7$. Suatu ciri khusus kurva-kurva tersebut adalah bahwa nilai bilangan Nusselt membentuk asimptot setelah aliran berkembang penuh. Pada gambar tersebut ditunjukkan 2 macam kondisi batas yaitu :

1. Fluks panas konstan (*constant surface heat flux*) dengan persamaan berikut :

$$Nu_{D8} = \frac{h_{\infty} D}{k} = 4.364$$

2. Temperatur dinding konstan (*constant surface temperature*) dengan persamaan berikut :

$$Nu_{D8} = \frac{h_{\infty} D}{k} = 3.656$$

Bilangan Nusselt penentu koefisien gesek yang diperlukan dalam analogi Reynolds. Perhitungan bilangan Nusselt ditunjukkan inversi angka Graetz yang merupakan fungsi dari bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl.

$$\text{Angka Graetz} = Gz = Re Pr \frac{d}{x} \quad (\text{Holman, 1984 : 237}) \quad (2 - 6)$$

Bilangan Prandtl merupakan fungsi dari difusivitas termal a dan viskositas kinematik ν . Profil temperatur dan profil kecepatan identik bila bilangan Prandtl tanpa dimensi sama dengan 1. bilangan Prandtl tersebut diberikan pada persamaan berikut :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{Holman, 1984 : 193}) \quad (2 - 7)$$

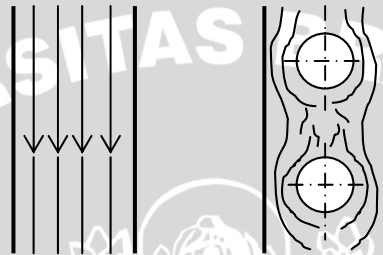
Dimana α = difusivitas panas (m^2/s)

ν = viskositas kinematik (m^2/s)

Pada gambar 2.3 di atas bilangan Nusselt mengalami perubahan sepanjang daerah masuk termal. Pada awal masuk *entrance region* bilangan Nusseltnya tinggi kemudian mengalami penurunan hingga panjang *entrance region* bertambah sampai pada angka $Gz^{-1} = 0.05$, setelah itu bilangan Nusselt tidak mengalami penurunan (konstan). Gambar 2.3 adalah hasil penyelesaian analitis persamaan energi dari fluida yang mengalir dalam silinder bulat. Daerah sebelum (sebelah kiri) $Gz^{-1} = 0.05$ disebut *thermal entrance region*, sedangkan daerah setelah (sebelah kanan) $Gz^{-1} = 0.05$ disebut *fully developed region*. Sehingga kondisi *fully developed* adalah $[(x/D) / Re_d Pr] \sim 0.05$

2.4.3 Aliran dalam saluran segi empat

Bentuk aliran yang melalui saluran segi empat terlihat seperti pada gambar 2.3. 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 ada penghalangnya, 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 Saluran Segi Empat

a. Tanpa Penghalang

b. Dengan Penghalang

Rumus yang berlaku pada *circular duct* berlaku juga pada *noncircular duct*, bila perbandingan panjang (b) dan lebar (h) tidak lebih dari 3 atau 4 (Fox, 1985 :389). Dalam saluran segi empat parameter diameter digantikan oleh diameter hidraulik D_H yang dirumuskan sebagai berikut :

$$D_H = \frac{4A_s}{P} \quad (\text{Fox, 1985 : 390}) \quad (2 - 8a)$$

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

$$D_H = \frac{2.b.h}{(b+h)} \quad (\text{Fox, 1985 : 390}) \quad (2 - 8b)$$

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

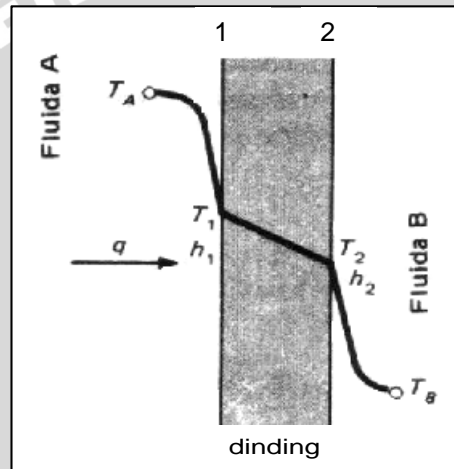
$$D_H = \frac{2h}{1+ar} \quad (\text{Fox, 1985 : 390}) \quad (2 - 8c)$$

Diameter hidraulik ini digunakan dalam perhitungan bilangan Reynolds.

2.5 Perpindahan Panas

Bila 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



Gambar 2.5 Proses Perpindahan Panas pada Saluran

Sumber : Holman, 1984 : 32

2.5.1 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 :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{fi} - T_{fo}) \quad (\text{Holman, 1984 : 228}) \quad (2-9)$$

Dimana :

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

$$C_p = \text{panas jenis fluida A (J/kg} \cdot \text{°C)}$$

$$T_{fi} = \text{temperatur fluida A masuk saluran (°C)}$$

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

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 :

$$Q_{cv} = \bar{h}_1 \cdot A \cdot (T_A - T_1) \quad (\text{Holman, 1984 : 229}) \quad (2 - 10)$$

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

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

A = luas permukaan perpindahan panas (m^2)

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

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

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

$$T_A = \frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} \quad (\text{Schaum, 1987 : 130}) \quad (2 - 11)$$

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

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

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 :

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

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

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

Dimana \overline{Nu} = bilangan Nusselt Rata-rata

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

D_H = diameter hidrolis saluran (m)

Diameter hidrolis saluran dinyatakan dengan persamaan 2 – 8a dan 2 – 8b.

Bilangan Reynolds untuk saluran segi empat dapat dinyatakan dengan persamaan (2 – 3) dengan D merupakan diameter hidrolis :

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu} \\ &= \frac{m \cdot D_H}{\mu \cdot A_s} \quad (\text{Holman, 1984 : 175}) \quad (2 - 14) \end{aligned}$$

Dimana :

$$m = \text{laju aliran masa (kg/s)}$$

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

$$\bar{Nu} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{Holman, 1984 : 229}) \quad (2 - 15)$$

Sehingga bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilang Reynolds dan bilangan Prandtl

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

Dimana :

$$Pr = \text{bilangan Prandtl}$$

$$Re = \text{bilangan Reynolds}$$

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

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

Perubahan panas fluida A pada saluran 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

$$Q_k = \frac{k \cdot A \cdot (T_1 - T_2)}{X} \quad (\text{Holman, 1984 : 25}) \quad (2 - 19)$$

Dimana

$$k = \text{konduktifitas panas dinding baja (W/m}^\circ\text{C)}$$

$$T_1 = \text{temperatur rata-rata permukaan dinding dalam (1) yang bersentuhan dengan fluida A (}^\circ\text{C)}$$

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

$$X = \text{tebal dinding (m)}$$

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 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

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

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

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

2.5.2 Perpindahan panas lokal

Perpindahan panas lokal merupakan perpindahan panas yang terjadi di tiap titik. Perpindahan panas lokal dinyatakan dengan fluks panas lokal. Fluks panas yang dipindahkan secara konduksi dari permukaan dinding dalam ke permukaan dinding luar sama dengan fluks panas yang dipindahkan secara konveksi dari permukaan dinding luar ke fluida B.

$$q_{k_n} = q_{cs_n} \quad (2 - 24)$$

dengan q_{k_n} = fluks panas lokal yang dipindahkan secara konduksi dari permukaan dinding dalam pada tiap titik n ke permukaan dinding luar (W/m^2)

q_{cs_n} = fluks panas lokal yang dipindahkan secara konveksi dari permukaan dinding luar pada tiap titik n ke fluida B (W/m^2)

n = titik pengukuran (1,2,3,....., dst)

sedangkan

$$q_{k_n} = k \cdot \frac{(T_{1_n} - T_{2_n})}{X} \quad (2 - 25)$$

$$q_{cs_n} = h_2 \cdot (T_{2_n} - T_B) \quad (2 - 26)$$

dari persamaan (2.24), (2.25) dan (2.26) didapatkan :

$$T_{2n} = \frac{k \cdot T_{1n} / X + h_2 \cdot T_B}{h_2 + k / X} \quad (2 - 27)$$

Setelah temperatur lokal dinding luar (T_{2n}) dihitung dengan persamaan (2 – 27) maka fluks panas lokal konduksi dihitung dengan persamaan (2 – 25). Fluks panas lokal konduksi sama dengan fluks panas lokal konveksi dari air panas ke permukaan dinding dalam, yang dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$qk_n = qcv_n \quad (2 - 28)$$

dengan $qcv_n =$ fluks panas lokal konveksi dari air panas ke permukaan dinding dalam (W/m^2)

Fluks panas lokal konveksi dari air panas ke permukaan dinding dalam dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$qcv_n = h_n \cdot (T_{fi} - T_{1n}) \quad (2 - 29)$$

dari persamaan (2 – 28) dan (2 – 29) dapat dihitung koefisien perpindahan panas konveksi lokal yang dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$h_n = \frac{qk_n}{(T_{fi} - T_{1n})} \quad (2 - 30)$$

sehingga bilangan Nusselt lokal dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Nu_n = \frac{h_n \cdot Dh}{k_f} \quad (2 - 31)$$

2.5.3 Bentuk korelasi empiris

Untuk mengetahui bentuk korelasi empiris yang dicari, harus disesuaikan dengan arti fisik dari parameter-parameter yang berhubungan. Persamaan 2 – 16 menunjukkan bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl. Bilangan Reynolds adalah parameter konveksi paksa, dimana gerakan fluida disebabkan karena adanya gaya luar, seperti pompa, perbedaan ketinggian permukaan fluida dan lain-lain. Bilangan Prandtl adalah parameter tanpa dimensi yang menghubungkan distribusi suhu dan distribusi kecepatan.

Aliran fluida yang terjadi dalam arah yang sama (*assisting flow*). Aliran fluida akibat konveksi paksa dari atas ke bawah (*down flow*). Temperatur dinding lebih kecil dibandingkan dengan fluida yang mengalir akibat konveksi paksa, sehingga arah aliran konveksi ke bawah. Hal ini disebabkan karena fluida yang masuk disirkulasikan oleh pompa masuk ke saluran segi empat sehingga arah aliran fluida akan ke bawah. Dari uraian

di atas bisa diambil kesimpulan bahwa bilangan Nusselt yang terjadi adalah pengaruh konveksi paksa (Re). Karena bentuk grafik hubungan antara bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt adalah eksponensial maka bentuk korelasi yang diajukan adalah :

$$Nu = Nu_F \quad (2 - 32a)$$

Dengan

$$Nu_F = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \quad (2 - 32b)$$

Bentuk korelasi empiris yang dicari adalah

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \quad (2 - 33)$$

Dimana

Nu_F = bilangan Nusselt yang dipengaruhi oleh konveksi paksa

C = konstanta

a = konstanta eksponensial

b = konstanta eksponensial ($b = \frac{1}{3}$ untuk proses pendinginan)

2.6 Hipotesa

Dengan bertambahnya bukaan katup maka volume yang masuk dalam saluran bertambah besar, kecepatan yang terjadi semakin besar diikuti peningkatan bilangan Reynolds, disamping itu penambahan diameter penghalang akan memperbesar intensitas turbulensi aliran fluida sehingga perpindahan panas konveksi dan bilangan Nusselt akan menjadi lebih optimal.

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian yang dilakukan menggunakan metode eksperimental nyata yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung terhadap saluran segi empat untuk mencari data sebab akibat melalui eksperimental guna mendapatkan data empiris. Penelitian ditekankan pada masalah perpindahan panas yang terjadi dari fluida kerja ke dinding perpindahan panas. Fluida kerja yang digunakan adalah air, sedangkan dinding perpindahan panas adalah AISI 1010.

3.2 Tempat Penelitian

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

3.3 Variabel yang Diukur

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 saluran tanpa penghalang dan variasi diameter penghalang yaitu $\frac{1}{4}$ ", $\frac{1}{2}$ ", $\frac{3}{4}$ ". Variasi bukaan katup 30° , 45° , 60° , 75° , dan 90° (bukaan katup penuh)

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.

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) saluran pada saat fluida masuk daerah percobaan $P/L = \frac{1}{4}$. Temperatur masuk saluran (T_{fi}) 50°C . Temperatur fluida dingin (T_B) 0°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. Termokopel

Termokopel dihubungkan dengan *temperature controller* Merk Autonics digunakan untuk menjaga temperatur air masuk saluran pengujian konstan, diletakkan pada bak pemanas 5c.

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 fl max 200 l/h, h max 2 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

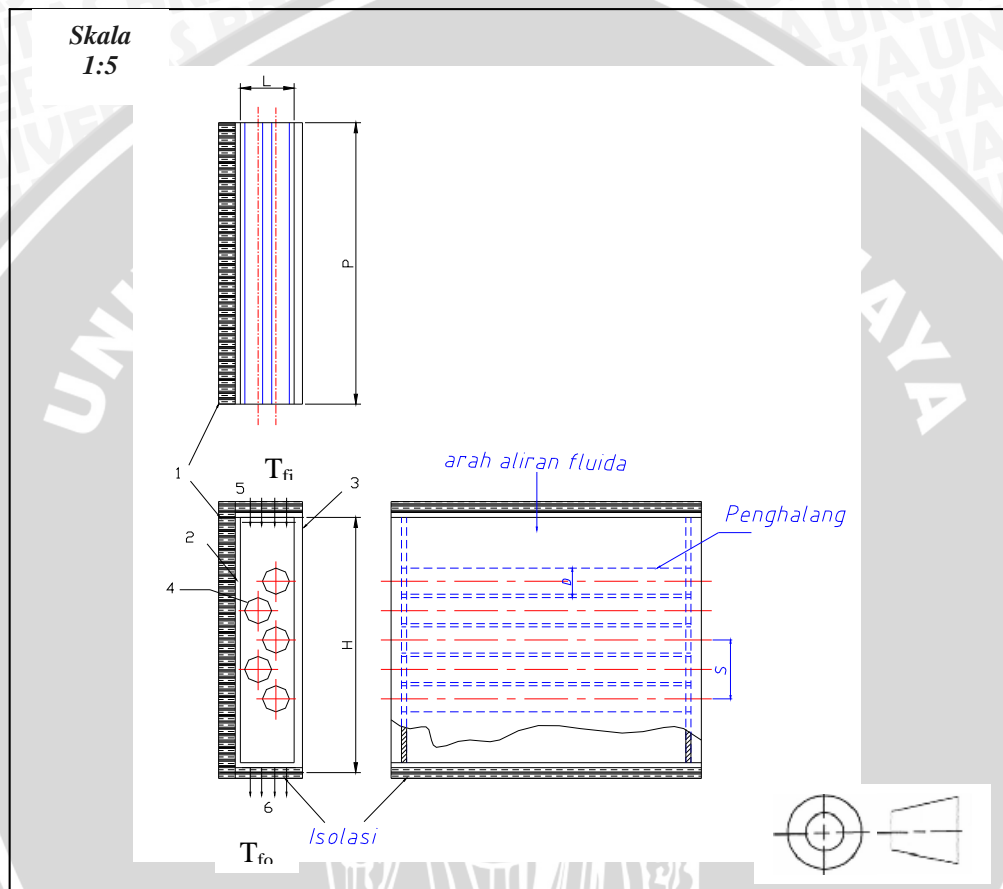
Digunakan untuk mengatur laju aliran air.

3.5 Instalasi Penelitian

3.5.1 Saluran segi empat

Penempatan penghalang pada saluran yang ditunjukkan gambar 3.1 Jumlah penghalang 5 buah. Penghalang ditempatkan di antara dua dinding yang mempunyai jarak $L = 52 \text{ mm}$ disusun bersilangan. Titik tengah terletak pada garis tengah jarak antara kedua dinding tersebut dan sumbu penghalang dengan membagi tiga jarak L sama besar.

Penghalang pada posisi melintang arah aliran. Untuk mengukur temperatur fluida masuk (T_{fi}) bagian pengujian ditempatkan *digital multimeter* pada pipa *inlet* tepat ditepi atas saluran masuk. Sedangkan untuk mengetahui temperatur fluida keluar (T_{fo}) juga ditempatkan *digital multimeter* pada pipa *outlet* tepat ditepi bawah saluran keluar. Saluran 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 Saluran Segi Empat dengan 5 Penghalang yang Disusun Staggered

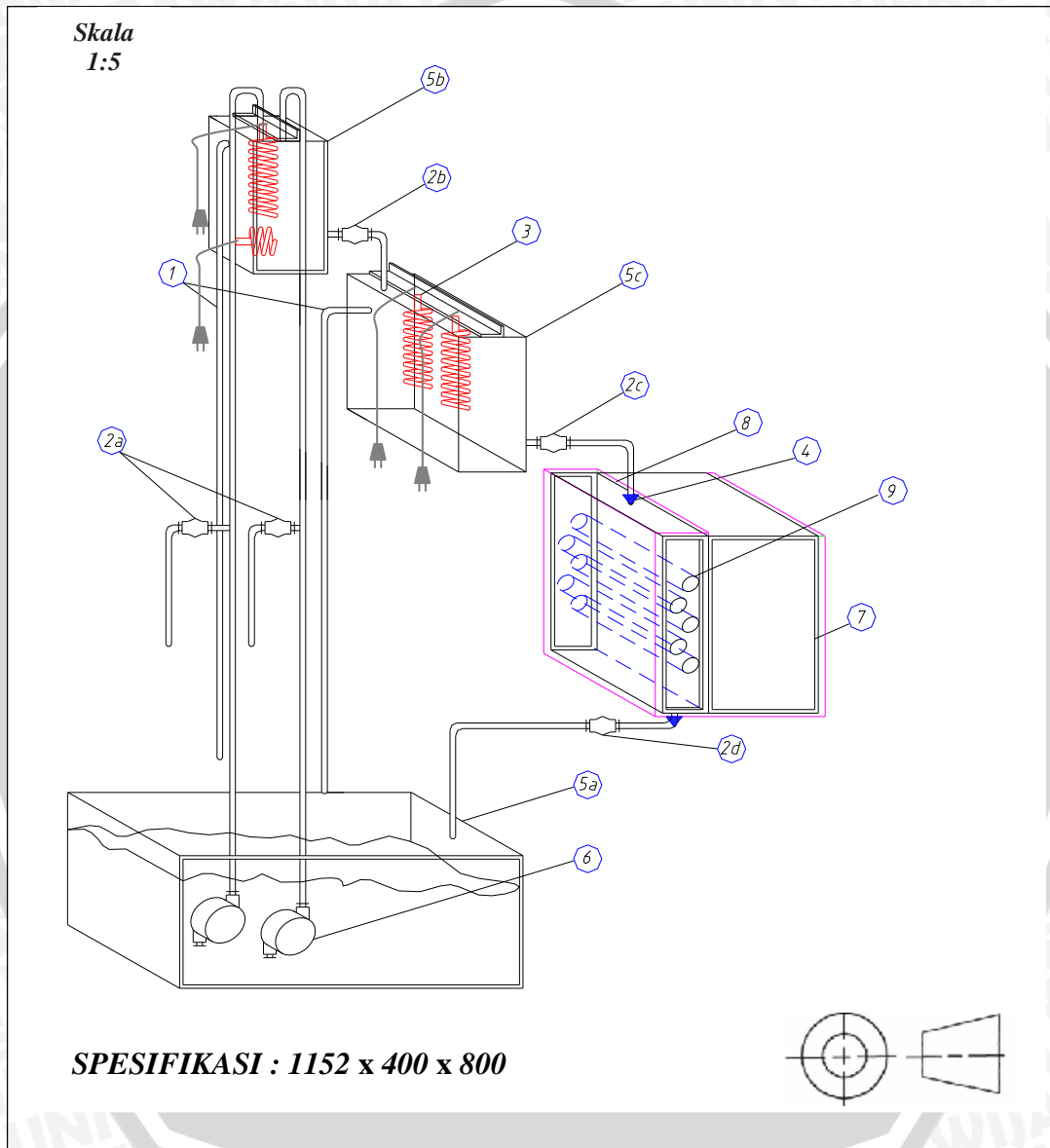
Keterangan :

1. Isolasi (*stereo foam*)
2. Plat baja 5 mm
3. Plat baja 8 mm
4. Penghalang
5. *Inlet* (air masuk)
6. *Outlet* (air keluar)
7. $H = 240$ mm
8. $L = 52$ mm

9. $P = 210 \text{ mm}$
10. $S = \text{jarak antar penghalang (58 mm)}$
11. $D = \text{diameter penghalang (} \frac{1}{4}'' , \frac{1}{2}'' , \frac{3}{4}'' \text{)}$

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 :

1. Saluran *by pass*
2. (2a, 2b, 2c, 2d) Katup
3. *Heater*
4. *Digital Multimeter*

- 5a. Bak air
- 5b. *Preheater*
- 5c. Bak air dari *Preheater*
6. Pompa
7. Bak air-es
8. Saluran segi empat
9. Penghalang

3.6 Prosedur Penelitian

Cara kerja dari instalasi pada gambar 3.2 adalah sebagai berikut :

Air dipompa dengan pompa dari bak 5a ke bak 5b. Pada bak 5b dan 5c dibuat saluran keluar ganda yang bertujuan untuk menjaga ketinggian air pada bak 5b konstan. Bak 5b merupakan *preheater*, air dipanaskan hingga temperatur 50°C dengan toleransi $\pm 1^{\circ}\text{C}$ agar proses pemanasan pada bak 5c berjalan cepat. Dari bak 5b kemudian air dialirkan masuk ke bak 5c. Pada bak 5c air dipanaskan dengan *heater* yang dihubungkan dengan termokopel hingga temperatur 50°C . Di dalam bak 5c temperatur air dijaga konstan dengan cara kerja termokopel, yaitu pada saat air mencapai temperatur 50°C *heater* secara otomatis akan berhenti memanaskan dan bila temperatur kurang dari 50°C *heater* akan memanaskan kembali. Dari bak 5c air mengalir masuk kedalam saluran (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 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 5a. Sistem bersirkulasi beberapa saat hingga tercapai keadaan *steady* sehingga pengambilan data bisa mendekati kevalidan.

Penelitian dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Penandaan berupa titik berwarna putih dengan jarak yang sama yaitu 20 mm sebanyak 10 titik pada dinding bagian dalam terjadinya perpindahan panas. Hal tersebut dilakukan untuk mengukur temperatur dinding pada saat pengambilan data.

2. Pengambilan data dilakukan pada saluran tanpa penghalang dengan pemasangan *acrelis* yang tidak ada penghalangnya dan direkatkan dengan lem *sealant*.
3. Bak air dingin diisi dengan air dan bongkahan es kemudian diaduk-aduk sehingga temperaturnya merata.
4. Bak air 5a, 5b dan 5c diisi dengan air kemudian *heater* pada bak 5b dan 5c dinyalakan.
5. Setelah temperatur pada bak 5b dan 5c mencapai $\pm 50^{\circ}\text{C}$ pompa air dihidupkan, kemudian katup 2b, 2c dan 2d dibuka penuh.
6. Tunggu beberapa menit sampai keadaan menjadi *steady* dengan ketentuan temperatur air masuk dan keluar saluran konstan, level air pada saluran terjaga konstan dan temperatur air dingin harus pada 0°C . Jika temperatur air es berubah lebih dari 0°C maka dilakukan penambahan es.
7. Volume air yang keluar melalui katup 2d 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 5a.
8. Pengukuran temperatur masuk air, temperatur keluar air, temperatur dinding bagian dalam pada 10 titik.
Pengukuran temperatur masuk dan keluar air dilakukan pada waktu yang sama.
9. Mengulangi langkah 5 hingga langkah 8 untuk bukaan katup 75° , 60° , 45° dan 30° .
10. Mengulangi langkah 5 dan langkah 9 sebanyak 3 kali.
11. Mengulangi langkah 2 hingga langkah 10 untuk saluran dengan penghalang berdiameter $\frac{1}{4}$ " , $\frac{1}{2}$ " , dan $\frac{3}{4}$ " .

3.7. Rencana Analisis Data

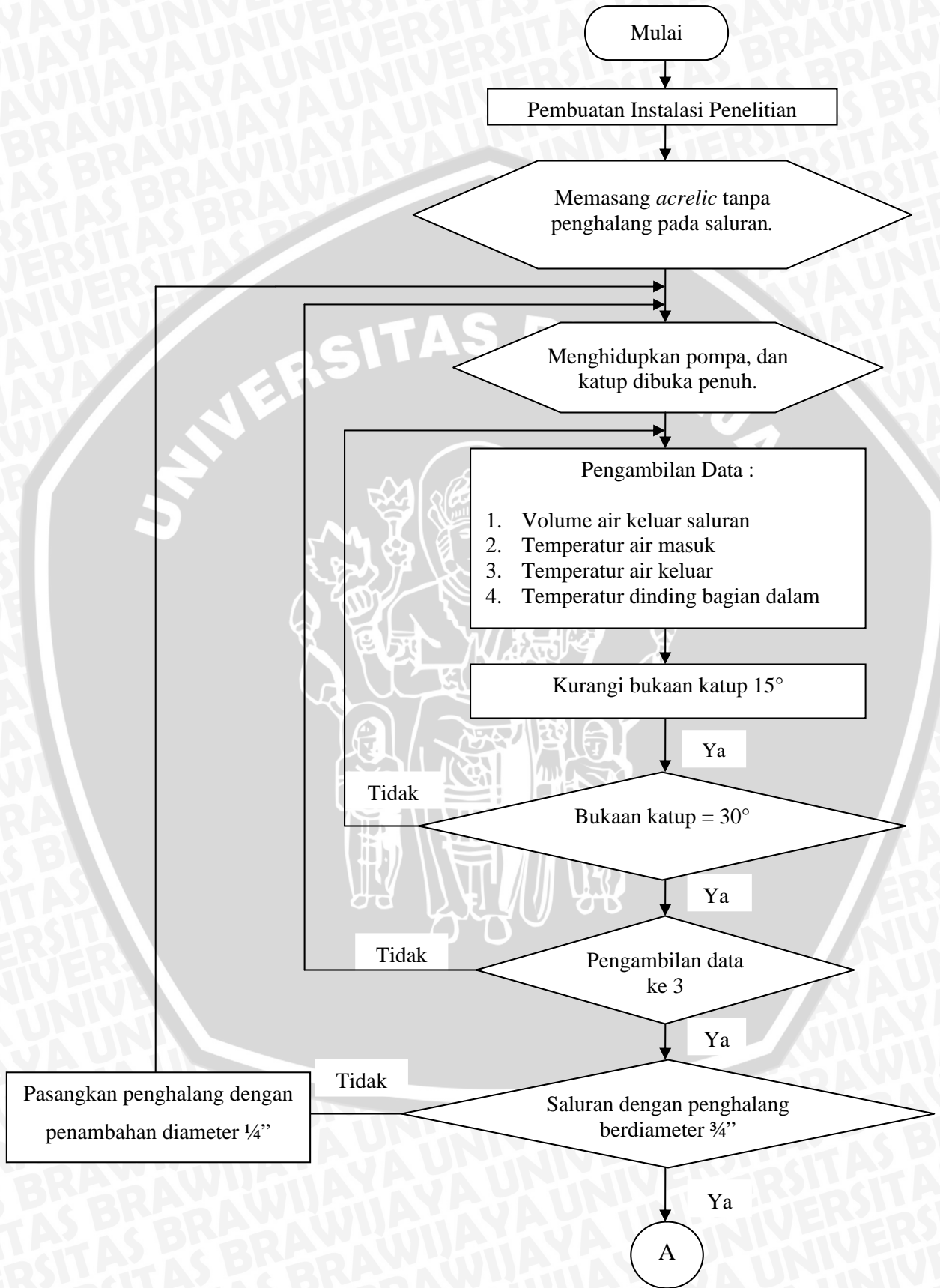
Langkah-langkah yang digunakan untuk analisis data dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

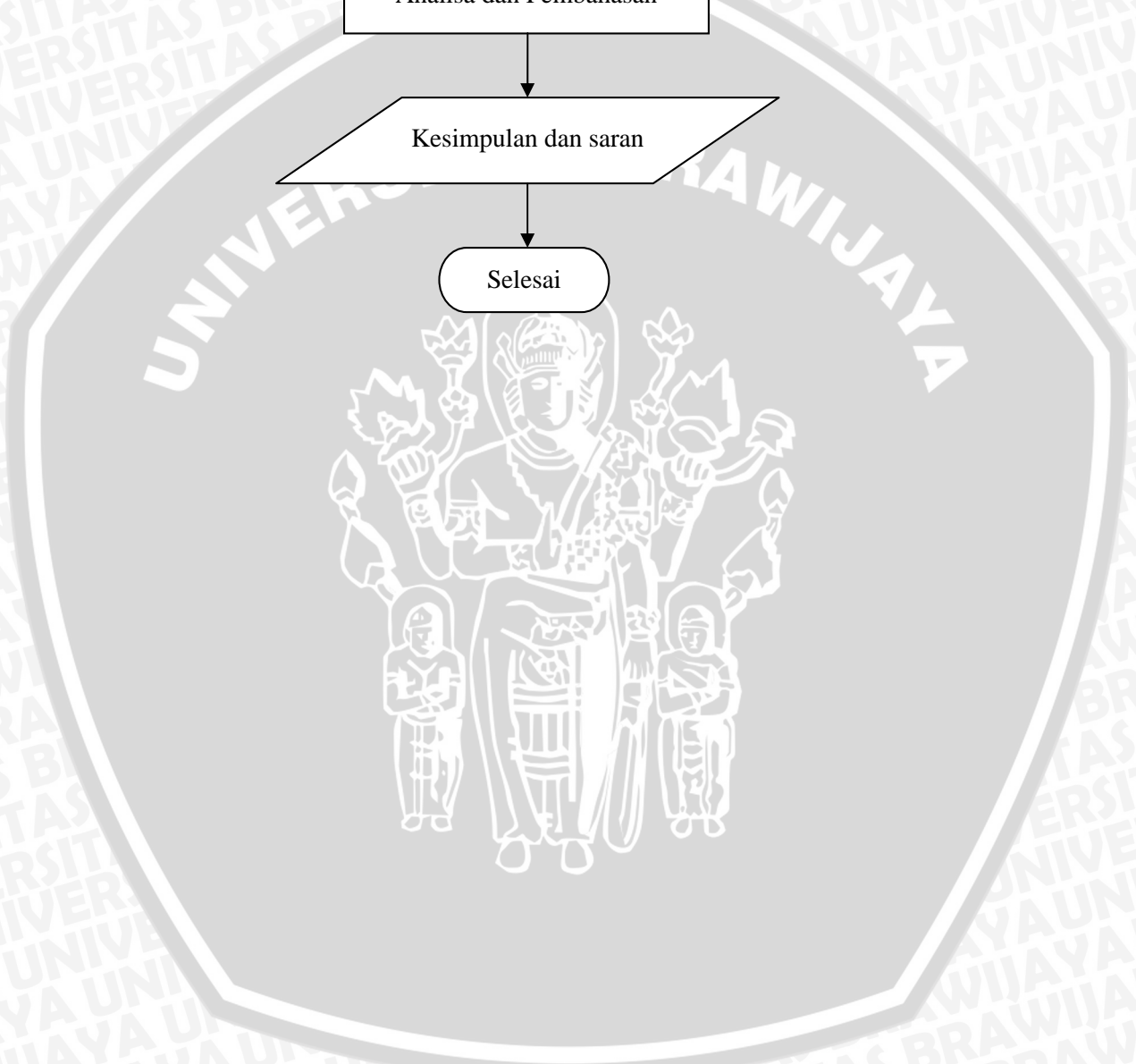
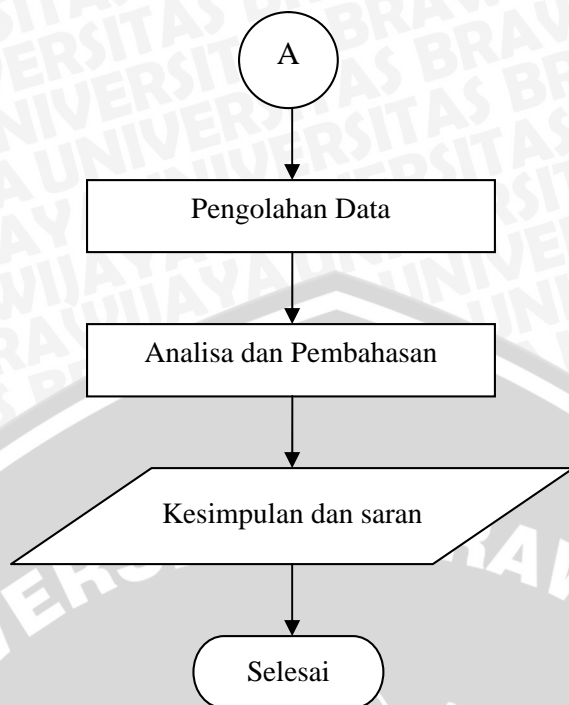
1. Membuat grafik hubungan antara bilangan Reynolds terhadap temperatur rata-rata dinding dalam.
2. Membuat grafik hubungan antara bilangan Reynolds terhadap laju perpindahan panas rata-rata (Q).
3. Membuat grafik hubungan antara bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas rata-rata (h).

4. Membuat grafik hubungan antara bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt rata-rata
5. Membuat grafik hubungan antara titik pengukuran dan temperatur lokal dinding dalam masing-masing saluran tanpa penghalang dan saluran dengan penghalang.
6. Membuat grafik hubungan antara titik pengukuran dan fluks panas lokal masing-masing saluran tanpa penghalang dan saluran dengan penghalang.
7. Membuat grafik hubungan antara titik pengukuran dan koefisien perpindahan panas lokal masing-masing saluran tanpa penghalang dan saluran dengan penghalang.
8. Membuat grafik hubungan antara titik pengukuran dan bilangan Nusselt lokal masing-masing saluran tanpa penghalang dan saluran dengan penghalang.
9. Analisis dari grafik yang dihasilkan.



3.8 Diagram Alir Penelitian





BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Percobaan dilakukan dengan 2 macam kondisi saluran segi empat, yaitu tanpa penghalang dan saluran dengan penghalang. Pemasangan penghalang secara bersilangan dengan 3 macam variasi diameter penghalang yaitu $d = \frac{1}{4}$ ", $d = \frac{1}{2}$ ", dan $d = \frac{3}{4}$ ". Seluruh data penelitian disusun dalam bentuk tabel pada lampiran.

Ketentuan yang ditetapkan selama pengujian adalah sebagai berikut :

1. Pengujian : variasi diameter penghalang ($\frac{1}{4}$ ", $\frac{1}{2}$ ", $\frac{3}{4}$ ")
2. Bukaannya katup : 90° , 75° , 60° , 45° dan 30°
3. Temperatur air masuk : $50^\circ\text{C} (\pm 1^\circ\text{C})$
4. Temperatur air-es : 0°C

4.1.2 Perhitungan Data

4.1.2.1 Perhitungan data perpindahan panas rata-rata

Dari hasil pengujian dapat dilakukan pengolahan data. Sebagai contoh perhitungan diambil data pertama dari pengujian saluran tanpa penghalang terhadap laju perubahan panas yang dikandung air (\dot{Q}), koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata air (\bar{h}_1), bilangan Nusselt rata-rata, temperatur rata-rata permukaan dinding luar (T_2), dan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata air-es (\bar{h}_2) sebagai berikut :

1. Temperatur air masuk saluran (T_{in}) : 50°C
2. Temperatur air keluar saluran (T_0) : $46,60^\circ\text{C}$
3. Temperatur dinding dalam (T_1) : $20,65^\circ\text{C}$
4. Temperatur air dingin (T_B) : 0°C
5. Konduktivitas termal *carbon steel* (k) : $63,95 \text{ W/m.K}$
6. Dimensi Saluran

Panjang : $0,208 \text{ m}$

Lebar : $0,052 \text{ m}$

Tinggi : $0,230 \text{ m}$

7. Luas penampang perpindahan panas (A_{perpan})

$$A_{perpan} = P \times T = 0,208 \times 0,23$$

$$= 0,04784 \text{ m}^2$$

8. Luas penampang saluran (A_{saluran})

$$A_{\text{saluran}} = P \times L = 0,208 \times 0,052 = 0,010816 \text{ m}^2$$

9. Luas penampang pipa inlet (A)

$$\text{Diameter dalam pipa inlet} : 18,75 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \times 0,01875^2 \text{ m}^2 = 0,00276 \text{ m}^2$$

10. Temperatur rata-rata air (T_A)

$$T_A = \frac{T_{in} + T_o}{2} = \frac{50 + 46,6}{2} = 48,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

11. Diameter Hidrolik (D_H) :

$$D_H = \frac{2 \cdot b \cdot h}{(b + h)} = \frac{2 \times 0,052 \times 0,208}{(0,052 + 0,208)} = 0,0832 \text{ m}$$

12. Tebal dinding baja terjadinya perpindahan panas : 8 mm

Data lain diperoleh dari sifat-sifat air berdasarkan temperatur rata-rata air.

1. Konduktivitas termal air pada $48,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (k_f) : 0,6375 W/m.K
2. Panas Jenis air pada $48,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (C_p) : 4180,8485 J/kg.K
3. Masa jenis air pada $48,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (?) : 990,801 kg/m³
4. Viskositas kinematik air pada $48,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (?) : $0,583 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Dari hasil data pengujian saluran tanpa penghalang pada tabel 4.1 didapatkan beberapa nilai sebagai berikut:

1. Kecepatan pada saluran (V_2)

$$? \cdot A \cdot V_1 = ? \cdot A \cdot V_2$$

$$V_2 = \frac{A_{\text{pipa}} \cdot V_1}{A_{\text{saluran}}} = \frac{0,000276 \cdot 1,03632}{0,010816} = 0,02650 \text{ m/s}$$

2. Laju aliran masa air pada $48,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (\dot{m}) dengan bukaan katup 90°

$$\begin{aligned} ? \cdot A_{\text{saluran}} \cdot V_2 &= 990,801 \text{ kg/m}^3 \times 0,010816 \text{ m}^2 \times 0,02650 \text{ m/s} \\ &= 0,283987 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

3. Laju perubahan panas yang dikandung air ($\dot{Q} = Q_{cv1} = Q_k = Q_{cv2}$)

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m} \cdot C_p (T_{in} - T_o) \\ &= 0,283987 \text{ kg/s} \times 4180,8485 \text{ J/kg.K} \times (50 - 46,60) \text{ K} \\ &= 4036,8474 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4. Koefisien perpindahan panas rata-rata air dalam saluran (\bar{h})

$$\begin{aligned}\bar{h} &= \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_A - T_1)} = \frac{Q_{cv}}{A \cdot (T_A - T_1)} \\ &= \frac{4036,847}{0,04784 \cdot (48,3 - 20,65)} = 3051,7997 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

5. Bilangan Nusselt rata-rata (\overline{Nu})

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot Dh}{k_f} = \frac{3051,7997 \cdot 0,0832}{0,6375} = 398,2898$$

6. Temperatur rata-rata permukaan dinding luar (T_2)

$$\begin{aligned}T_2 &= T_1 - \frac{Q \cdot X}{k \cdot A} \\ &= 20,65 - \frac{4036,8474 \times 0,008}{63,95 \times 0,04784} = 10,094 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

7. Koefisien perpindahan panas rata-rata air-es (\bar{h}_2)

$$\begin{aligned}h_2 &= \frac{\dot{Q}}{A_p \cdot (T_2 - T_B)} \\ &= \frac{4036,8474}{0,04784 \cdot (10,094 - 0)} = 8359,6702 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Analog dengan data yang pertama, maka diperoleh laju perubahan panas yang dikandung air (\dot{Q}), koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata air (\bar{h}_1), bilangan Nusselt rata-rata (\overline{Nu}), dan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata air-es. Hasil perhitungan secara lengkap disajikan dalam Tabel 6. pada lampiran.

4.1.2.2 Perhitungan data perpindahan panas lokal

Dari hasil pengujian dan perhitungan perpindahan panas rata-rata dapat dilakukan pengolahan data perpindahan panas lokal. Sebagai contoh perhitungan diambil data pertama dari pengujian saluran tanpa penghalang terhadap fluks kalor lokal (q_n), koefisien perpindahan panas lokal (h_n), bilangan Nusselt lokal (Nu_n), sebagai berikut :

1. Temperatur lokal permukaan dinding luar (T_{2n})

$$T_{2n} = \frac{k \cdot T_{1n} / X + h_2 \cdot T_B}{h_2 + k / X} = \frac{63,95 / 0,008 + 8359,6702 \cdot 0}{8359,6702 + 63,95 / 0,008} = 12,318 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Fluks kalor lokal (q_n)

$$q_{cv_n} = q_{k_n} = q_{cs_n}$$

$$q_{k_1} = k \cdot \frac{(T_{1_n} - T_{2_n})}{X}$$

$$= 63,95 \cdot \frac{(25,2 - 12,318)}{0,008} = 102974,9643 \text{ W/m}^2$$

3. Koefisien perpindahan panas lokal (h_n)

$$h_1 = \frac{q_{k_n}}{(T_{f_i} - T_{1_n})}$$

$$= \frac{102974,9643}{(50 - 25,2)} = 4152,2163 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

4. Bilangan Nusselt lokal (Nu_n)

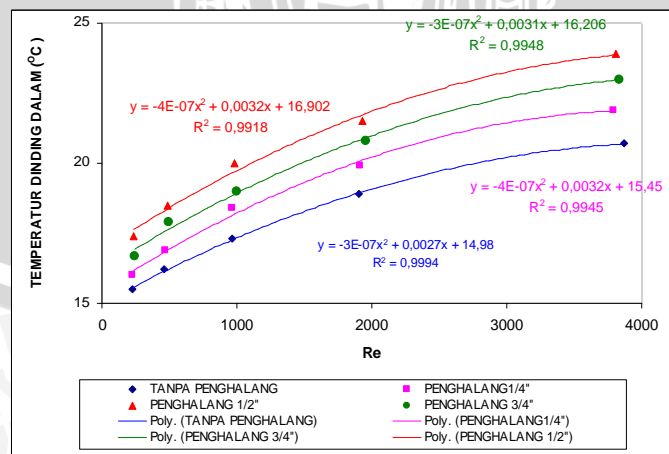
$$Nu_1 = \frac{h_1 \cdot Dh}{k_f}$$

$$= \frac{4152,2163 \cdot 0,0832}{0,6375} = 541,9049$$

Analog dengan data yang pertama, maka diperoleh fluks kalor lokal (q_n), koefisien perpindahan panas lokal (\bar{h}_n), dan bilangan Nusselt lokal (Nu_n). Hasil perhitungan secara lengkap disajikan dalam Tabel 7. pada lampiran.

4.2 Perpindahan Panas Rata-rata

4.2.1 Analisa data temperatur dinding dalam rata-rata



Gambar 4.1 Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Temperatur Rata-rata Dinding dalam Saluran

Data temperatur dinding dalam saluran diperoleh dari hasil pengukuran. Bila bukaan katup semakin besar, maka akan menyebabkan besarnya volume air yang masuk ke saluran. Dengan bertambahnya volume, maka kecepatan juga mengalami kenaikan sehingga bilangan Reynolds akan bertambah besar. Gambar 4.1 menunjukkan bahwa semakin besar bilangan Reynolds maka temperatur dinding dalam makin tinggi. Hal tersebut terjadi karena semakin besar bilangan Reynolds maka laju aliran air semakin cepat sehingga lapis batas termal akan semakin tipis yang menyebabkan jarak antara aliran bebas dengan dinding semakin dekat sehingga penyerapan panas oleh dinding makin besar pula. Selain itu dengan meningkatnya bilangan Reynolds maka akan meningkatkan gaya inersia, hal tersebutlah yang menyebabkan aliran lebih tahan terhadap gesekan sehingga lapis batasnya kecil.

Pemasangan penghalang juga berpengaruh terhadap kurva temperatur dinding dalam, secara berurutan dari yang paling tinggi adalah kurva saluran dengan penghalang $d = 1/2''$, $d = 3/4''$, $d = 1/4''$ dan saluran tanpa penghalang. Pemasangan penghalang meningkatkan penyerapan panas oleh dinding seperti terlihat pada gambar 4.1. Hal ini terjadi karena aliran ketika terhalang oleh penghalang akan bergerak mendekati dinding dan setelah melewati penghalang aliran air bergolak menjadi turbulen sehingga terjadi percampuran antara air pada aliran bebas yang bertemperatur tinggi dengan air yang bertemperatur rendah didekat dinding.

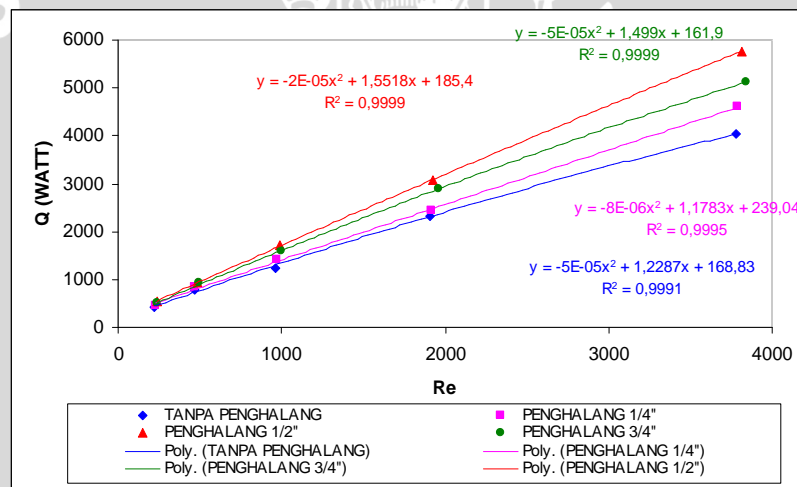
Pada pemasangan penghalang $1/4''$ terjadi sedikit peningkatan pada temperatur dinding dalam sehingga kurvanya lebih tinggi dari pada kurva saluran tanpa penghalang. Pada saat air terhalang maka air sebagian akan dibelokkan ke dekat dinding terjadinya perpindahan panas dan sebagian lagi menuju ke tengah saluran dan kemudian terjadi olakan. Ketika aliran air melewati penghalang $1/4''$, maka sebagian air yang dibelokkan ke dinding tidak sepenuhnya menyentuh dinding karena jarak antara penghalang dan dinding dalam terlalu lebar sehingga perubahan temperatur kecil. Disamping itu, olakan yang terjadi setelah aliran air melewati penghalang $1/4''$ tidak terlalu besar sehingga tidak dapat sepenuhnya menyentuh dinding dalam dan seolah-olah air hanya lewat begitu saja.

Pada pemasangan penghalang $1/2''$ terjadi peningkatan yang signifikan pada temperatur dinding dalam dibanding saluran dengan pemasangan penghalang $1/4''$ dan $3/4''$. Hal tersebut terjadi karena air yang dibelokkan ke dinding dalam dapat sepenuhnya menyentuh dinding. Selain itu olakan yang dihasilkan setelah melewati penghalang semakin besar dan seluruhnya bisa mencapai dinding dalam sehingga temperatur dinding dalam merata di sepanjang saluran.

Pada pemasangan penghalang 3/4" temperatur dinding dalam lebih rendah dari saluran dengan penghalang 1/2", akan tetapi masih lebih tinggi dibanding penghalang 1/4". Hal itu terjadi karena diameter penghalang yang besar menyebabkan jarak ke dinding dalam semakin sempit sedangkan volume air yang dibelokkan besar sehingga hanya sebagian kecil saja air yang dapat melewati ruang antara penghalang dan dinding dalam, sedangkan sisanya bergerak ke tengah saluran. Aliran air yang bergerak ketengah saluran membentuk olakan yang besar, sehingga hanya daerah-daerah tertentu yang temperaturnya berubah signifikan.

4.2.2 Pembahasan laju perpindahan panas rata-rata

Dengan bertambahnya bilangan Reynolds maka laju perpindahan panas rata-rata akan meningkat, hal ini dapat dilihat pada gambar 4.2. Peningkatan kurva laju perpindahan panas dipengaruhi oleh peningkatan laju aliran masa karena dari data yang diperoleh terjadi perpindahan panas yang lebih besar akibat meningkatnya bilangan Reynolds dan peningkatan laju aliran masa.



Gambar 4.2 Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Laju Perpindahan Panas Rata-rata

Laju aliran panas dari seluruh kondisi saluran baik dengan penghalang maupun tidak semakin meningkat dengan makin meningkatnya kecepatan aliran fluida. Dengan makin meningkatnya kecepatan aliran fluida maka akan disertai kenaikan tingkat turbulensi yang menyebabkan vorteks makin kuat dan pertukaran massa aliran dekat dinding dalam saluran terjadi lebih cepat. Hal ini menyebabkan gradien temperatur meningkat dan kapasitas perpindahan panas meningkat juga. Kuantitas kalor yang dipindahkan sangat bergantung pada gerakan fluida dalam lapisan batas (*boundary layers*) dan ditentukan oleh tebal lapisan batas tersebut. Semakin tipis lapisan batas (δ_i) maka

semakin besar konduktansi konveksinya. Untuk memindahkan sejumlah besar kalor secara cepat maka diusahakan memperkecil tebal lapisan batas sebanyak mungkin.

Pemasangan penghalang menyebabkan laju perpindahan panas rata-rata meningkat seperti terlihat pada gambar 4.2. Hal ini disebabkan, penggunaan penghalang merupakan salah satu bentuk gangguan pada aliran yang bisa mempengaruhi pola aliran, sehingga mempengaruhi garis aliran fluida pada aliran. Pada kondisi aliran yang terganggu, terjadi pusaran-pusaran yang membawa gumpalan-gumpalan fluida melintasi garis aliran. Partikel ini berperan sebagai pembawa energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel-partikel lain dari fluida tersebut. Dengan kata lain adanya gangguan membangkitkan turbulensi sehingga laju perpindahan panas secara konveksi meningkat. Meski laju aliran fluida masih berada dalam daerah laminar (bilangan Reynolds kurang dari 2300), tapi dengan adanya gangguan tersebut akan menggeser posisi aliran transisi lebih awal. Peningkatan terbesar terjadi pada kurva saluran dengan penghalang $d = \frac{1}{2}$ ", $d = \frac{3}{4}$ ", $d = \frac{1}{4}$ " dan saluran tanpa penghalang. Pada perubahan diameter penghalang dari $\frac{1}{4}$ " ke $\frac{1}{2}$ " maka kurva laju perubahan panas rata-rata terjadi peningkatan yang signifikan, sedangkan pemasangan diameter penghalang dari $\frac{1}{2}$ " ke diameter $\frac{3}{4}$ " kurva laju perubahan panas mengalami penurunan.

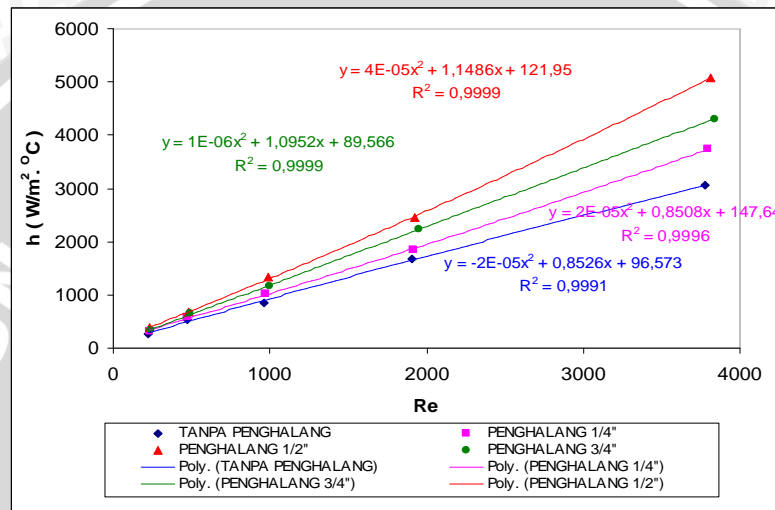
Pada pemasangan penghalang $\frac{1}{4}$ " terjadi sedikit peningkatan laju perpindahan panas sehingga kurvanya lebih tinggi sedikit dibanding saluran tanpa penghalang. Hal tersebut terjadi karena ketika aliran air melewati penghalang $\frac{1}{4}$ ", maka sebagian air yang dibelokkan ke dinding tidak sepenuhnya menyentuh dinding karena jarak antara penghalang dan dinding dalam terlalu lebar sehingga perubahannya kecil yang menyebabkan perpindahan panasnya juga sebagian kecil saja. Disamping itu, karena olakan yang terjadi setelah aliran air melewati penghalang $\frac{1}{4}$ " tidak terlalu besar maka aliran air tidak dapat sepenuhnya menyentuh dinding dalam sehingga perpindahan panasnya juga tidak terlalu besar.

Pada pemasangan penghalang $\frac{1}{2}$ " terjadi peningkatan laju perpindahan panas yang signifikan dibanding saluran dengan penghalang $\frac{1}{4}$ " dan $\frac{3}{4}$ ". Hal tersebut terjadi karena air yang dibelokkan ke dinding dalam dapat sepenuhnya menyentuh dinding. Selain itu olakan yang dihasilkan setelah melewati penghalang semakin besar dan seluruhnya bisa mencapai dinding dalam sehingga perpindahan panas yang terjadi merata di sepanjang saluran.

Pada pemasangan penghalang $\frac{3}{4}$ " terjadi penurunan laju perpindahan panas sehingga kurvanya lebih rendah dari saluran dengan penghalang $\frac{1}{2}$ ", akan tetapi masih lebih tinggi dibanding penghalang $\frac{1}{4}$ ". Hal itu terjadi karena diameter penghalang yang

besar menyebabkan jarak ke dinding dalam semakin sempit sedangkan volume air yang dibelokkan besar sehingga hanya sebagian kecil saja air yang dapat melewati ruang antara penghalang dan dinding dalam, sedangkan sisanya bergerak ke tengah saluran. Aliran air yang melewati ruang antar penghalang dan dinding dalam tidak dapat terjadi perpindahan panas secara maksimal karena kecepatannya yang terlalu tinggi, sedangkan aliran air yang bergerak ketengah saluran membentuk olakan yang besar, sehingga perpindahan panas terjadi pada titik-titik tertentu.

4.2.3 Pembahasan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata



Gambar 4.3 Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Rata-rata

Dengan bertambahnya bukaan katup maka kurva koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata akan meningkat, hal tersebut dapat dilihat pada gambar 4.3. Kecenderungan yang terjadi pada kurva koefisien perpindahan panas konveksi sama dengan yang terjadi pada kurva laju perpindahan panas. Hal ini terjadi karena laju perpindahan panas sebanding dengan koefisien perpindahan panas konveksi. Terjadinya presentasi kenaikan yang sama adalah karena semakin besar perpindahan panas yang terjadi maka kenaikan kurva laju perpindahan panas rata-rata akan semakin besar dan kurva perpindahan panas konveksi rata-rata semakin besar.

Koefisien perpindahan panas konveksi (h) merupakan konstanta proporsionalitas (tetapan kesebandingan) yang menghubungkan perpindahan kalor persatuan waktu dan satuan luas dengan beda suhu menyeluruh. Perlu ditekankan bahwa h tidak hanya tergantung pada aliran fluida tetapi juga tergantung dari ukuran permukaan permukaan (l) yang dialiri fluida tersebut dan kecepatan fluida. Selain itu h juga merupakan fungsi dari bilangan Nusselt (Nu), konduktifitas termal fluida (k), dan diameter saluran (D). sedangkan

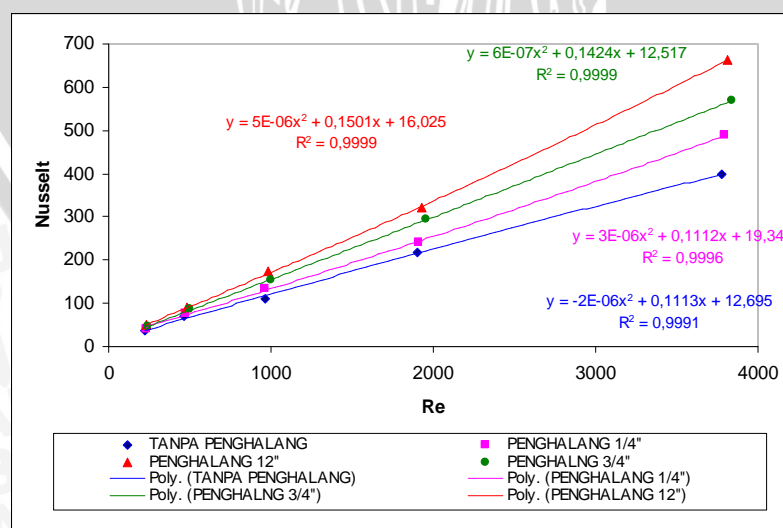
bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl. Jadi h juga tergantung dari bilangan Reynoldnya. Semakin besar densitas maka laju aliran massa juga semakin besar. Laju aliran massa yang besar menyebabkan energi panas yang dikandung fluida semakin besar pula sehingga koefisien perpindahan panas konveksi juga meningkat.

Pemasangan penghalang menyebabkan kurva koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata meningkat. Peningkatan terbesar terjadi pada kurva saluran dengan penghalang diameter $d = \frac{1}{2}$ " , $d = \frac{3}{4}$ " , $d = \frac{1}{4}$ " dan saluran tanpa penghalang. Sesuai dengan uraian diatas bahwa kecenderungan yang sama terjadi pada grafik perpindahan panas rata-rata bahwa kenaikan perpindahan panas juga diikuti kenaikan koefisien perpindahan panas. Hal tersebut berarti pada penghalang $\frac{1}{4}$ " juga terjadi sedikit peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi sehingga kurvanya juga lebih tinggi dibanding saluran tanpa penghalang. Hal tersebut terjadi karena perpindahan panas yang terjadi hanya sebagian kecil sehingga koefisien perpindahan panas juga kecil.

Pada pemasangan penghalang $\frac{1}{2}$ " koefisien perpindahan panas mengalami peningkatan yang tajam sehingga kurvanya paling tinggi dibanding saluran dengan penghalang $\frac{1}{4}$ " dan $\frac{3}{4}$ ". Hal tersebut terjadi karena perpindahan panas yang terjadi merata di sepanjang saluran sehingga koefisien perpindahan panasnya juga merata.

Pada pemasangan penghalang $\frac{3}{4}$ " koefisien perpindahan panas menurun sehingga kurvanya lebih rendah dari saluran dengan penghalang $\frac{1}{2}$ " , akan tetapi masih lebih tinggi dibanding penghalang $\frac{1}{4}$ ". Hal itu terjadi karena perpindahan panas yang terjadi tidak merata di sepanjang saluran.

4.2.4 Pembahasan bilangan Nusselt rata-rata



Gambar 4.4 Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Bilangan Nusselt

Berdasarkan gambar 4.4, dengan bertambahnya bilangan Reynolds maka bilangan Nusselt rata-rata akan meningkat. Dengan semakin besarnya bilangan Reynolds, kecepatan aliran air dalam saluran semakin meningkat. Hal ini mengakibatkan semakin bertambahnya bilangan Nusselt yang berarti bahwa laju perpindahan panas konveksi dari air ke dinding dalam saluran semakin meningkat. Peningkatan bilangan Reynolds juga mengakibatkan lapisan batas termal semakin tipis sehingga jarak daerah perpindahan panas konveksi dari air ke dinding dalam saluran semakin dekat menyebabkan laju perpindahan panas konveksi makin meningkat.

Pemasangan penghalang menyebabkan bilangan Nusselt semakin tinggi. Hal ini terjadi karena perubahan pola aliran fluida, ketika aliran air dalam saluran terhalang maka sebagian air akan bergerak mendekati dinding saluran dan sebagian air akan menuju ke tengah saluran, sehingga air yang bertemperatur lebih tinggi mendekati permukaan dinding saluran, setelah melewati penghalang maka akan terjadi olakan yang membentuk pola aliran turbulen yang menyebabkan terjadinya efek percampuran antara air bertemperatur tinggi pada daerah aliran bebas dengan air bertemperatur rendah yang terletak dekat permukaan dinding dalam saluran, sehingga terjadi peningkatan laju perpindahan panas konveksi yang ditunjukkan dengan peningkatan bilangan Nusselt. Secara berurutan kenaikan bilangan Nusselt dari yang paling besar sampai terkecil adalah kurva saluran dengan diameter penghalang $d = \frac{1}{2}$ ”, $d = \frac{3}{4}$ ”, $d = \frac{1}{4}$ ” dan saluran tanpa penghalang.

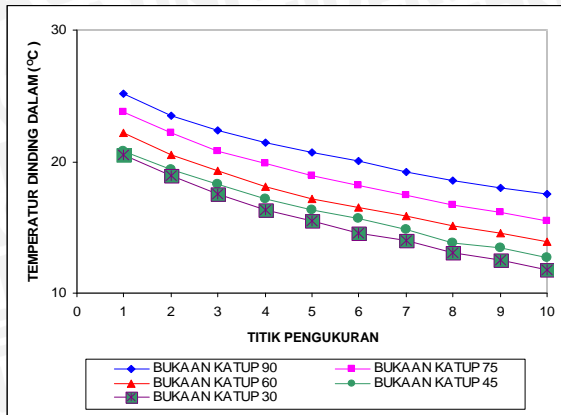
Sesuai dengan uraian diatas bahwa h merupakan fungsi dari bilangan Nusselt maka kecenderungan yang sama juga terjadi pada grafik perpindahan panas rata-rata dan koefisien perpindahan panas. Hal tersebut berarti pada pemasangan penghalang $\frac{1}{4}$ ” juga terjadi sedikit peningkatan bilangan Nusselt sehingga kurvanya juga lebih tinggi dibanding saluran tanpa penghalang. Hal tersebut terjadi karena peningkatan koefisien perpindahan panasnya kecil sehingga bilangan Nusseltnya juga mengalami peningkatan yang kecil.

Pada pemasangan penghalang $\frac{1}{2}$ ” bilangan Nusselt mengalami peningkatan yang tajam sehingga kurvanya paling tinggi dibanding saluran dengan penghalang $\frac{1}{4}$ ” dan $\frac{3}{4}$ ”. Hal tersebut terjadi karena koefisien perpindahan panas yang terjadi merata di sepanjang saluran sehingga bilangan Nusseltnya juga merata di sepanjang saluran.

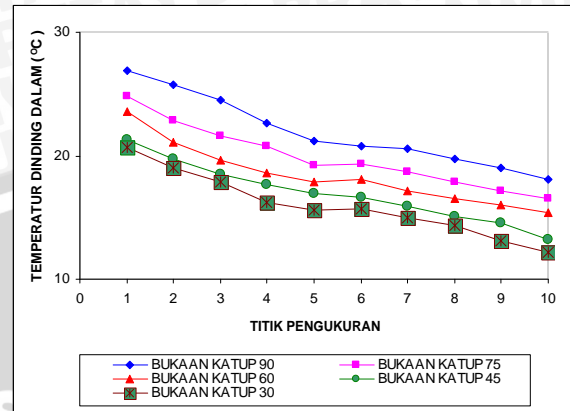
Pada pemasangan penghalang $\frac{3}{4}$ ” bilangan Nusseltnya menurun sehingga kurvanya lebih rendah dari saluran dengan penghalang $\frac{1}{2}$ ”, akan tetapi masih lebih tinggi dibanding penghalang $\frac{1}{4}$ ”. Hal itu terjadi karena koefisien perpindahan yang dihasilkan tidak merata di sepanjang saluran sehingga bilangan Nusselt menurun.

4.3 Perpindahan Panas Lokal

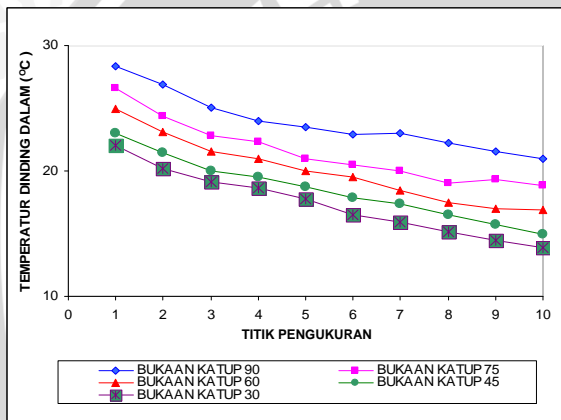
4.3.1 Analisa data distribusi temperatur dinding dalam lokal



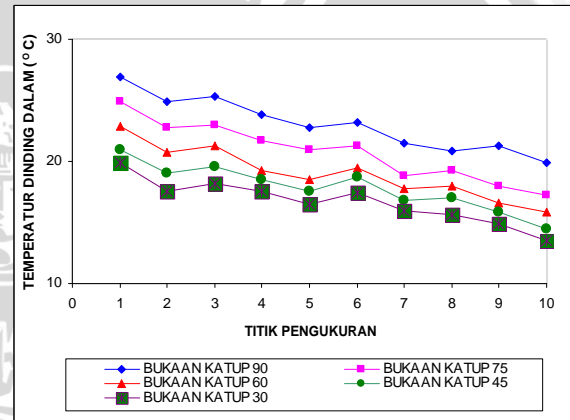
a. Tanpa Penghalang



b. Penghalang 1/4"



c. Penghalang 1/2"



d. Penghalang 3/4"

Gambar 4.5 Grafik Distribusi Temperatur Lokal Dinding Dalam Saluran

Data distribusi temperatur lokal permukaan dinding dalam sepanjang saluran yang diperoleh dari hasil pengukuran dapat dilihat bentuk grafik pada gambar 4.5. Titik 1 adalah titik dimana air baru masuk daerah penelitian, sedangkan titik 10 adalah titik dimana air akan meninggalkan daerah penelitian. Distribusi temperatur lokal akan mengalami penurunan dengan semakin jauhnya jarak dari tempat air mulai masuk daerah penelitian. Hal ini terjadi karena pada daerah air mulai masuk daerah penelitian, lapis batas mulai berkembang dan terus berkembang hingga air meninggalkan daerah penelitian. Dengan demikian semakin jauh jarak dari titik 1 maka jarak antara aliran bebas dengan dinding semakin jauh sehingga penyerapan panas oleh dinding akan berkurang sehingga kurva distribusi temperatur lokal dinding dalam akan menurun.

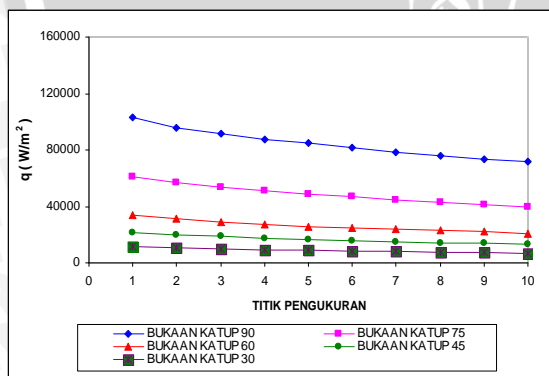
Pada gambar tersebut bahwa saluran tanpa penghalang grafiknya mengalami penurunan yang lebih stabil dibandingkan saluran dengan penghalang yang grafiknya lebih

fluktuatif. Hal ini menunjukkan bahwa pada saluran dengan penghalang terjadi aliran turbulen sehingga pada permukaan saluran yang jaraknya dekat dengan pola aliran turbulen temperatur akan lebih besar dibandingkan dengan permukaan saluran yang jaraknya jauh dari pola aliran turbulen. Hal tersebut juga disebabkan karena pada saluran dengan penghalang terjadi perubahan laju aliran fluida dimana pada bagian yang terdapat penghalang luas permukaan aliran lebih kecil sehingga laju alirannya lebih cepat yang menyebabkan tranfer panasnya lebih besar sedangkan pada bagian yang tidak terdapat penghalang tidak terjadi perubahan laju aliran (tetap) sehingga transfer panasnya juga lebih kecil.

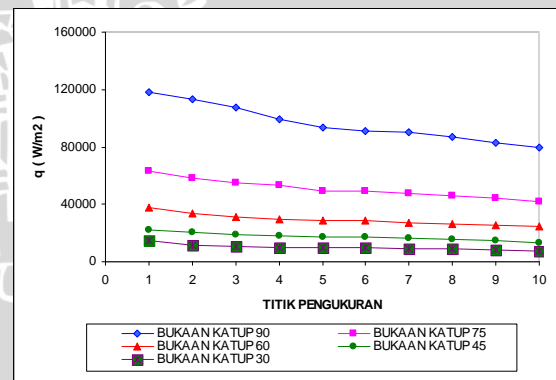
Pada pemasangan penghalang ¼” grafiknya lebih curam dibanding saluran tanpa penghalang karena perubahan temperatur dinding dalam lebih tinggi. Sedang pada pemasangan penghalang ½” grafiknya lebih landai yang menunjukkan bahwa perubahan temperatur dinding dalam lebih merata sepanjang saluran. Sedangkan pemasangan penghalang ¾” grafiknya lebih fluktuatif yang menunjukkan perubahan temperatur dinding dalam tidak merata sepanjang saluran.

Hasil data pada gambar 4.5 juga memperlihatkan bahwa pada saluran tanpa penghalang makin besar bilangan Reynolds maka distribusi temperatur lokal makin tinggi, sama halnya dengan pada saluran dengan pemasangan penghalang.

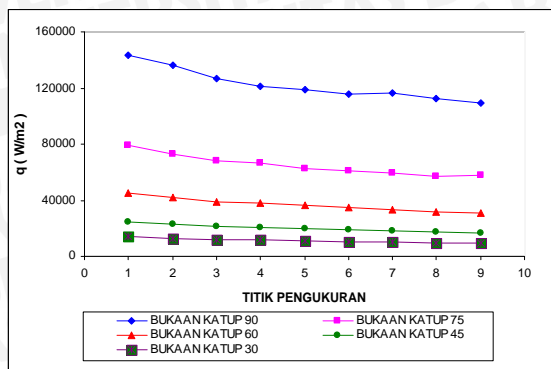
4.3.2 Pembahasan fluks panas lokal



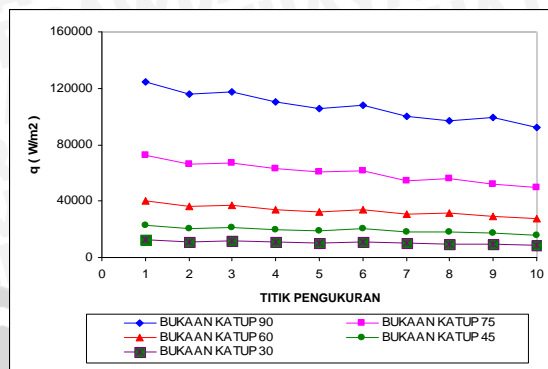
a. Tanpa Penghalang



b. Penghalang ¼"



c. Penghalang 1/2"

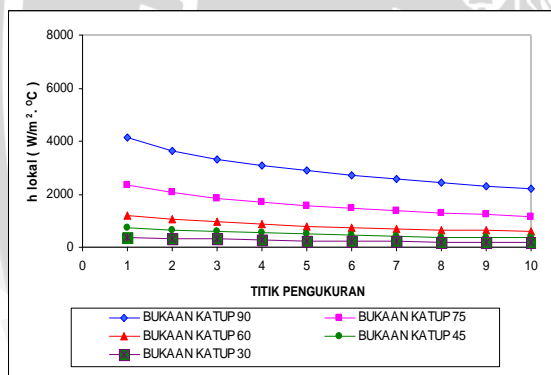


d. Penghalang 3/4"

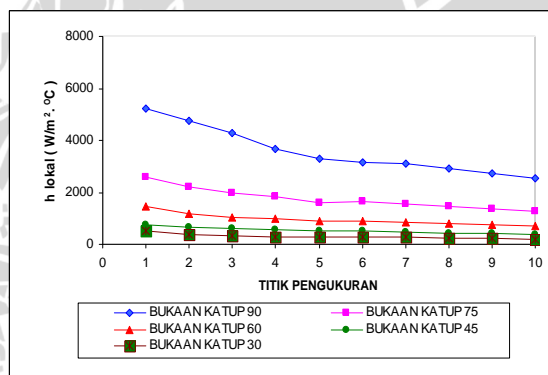
Gambar 4.6 Grafik Distribusi Fluks Kalor Lokal Sepanjang Saluran

Distribusi fluks kalor cenderung mengalami penurunan sepanjang saluran mulai dari titik 1 hingga titik 10. Semakin jauh jarak dari tempat air masuk daerah penelitian, maka kurva fluks kalor cenderung menurun sebagai akibat dari semakin tebalnya lapis batas termalnya.

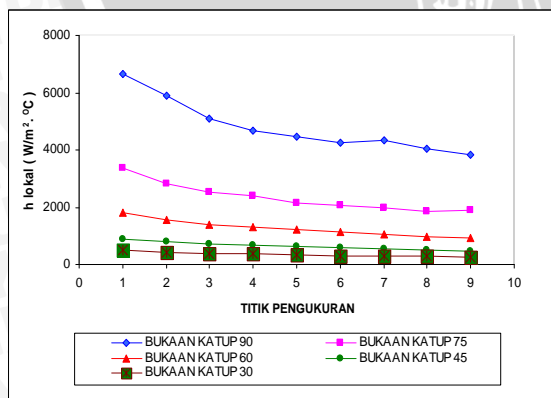
4.3.3 Pembahasan koefisien perpindahan panas lokal



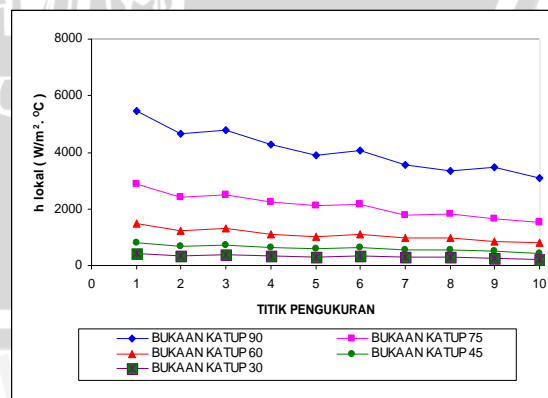
a. Tanpa Penghalang



b. Penghalang 1/4"



c. Penghalang 1/2"



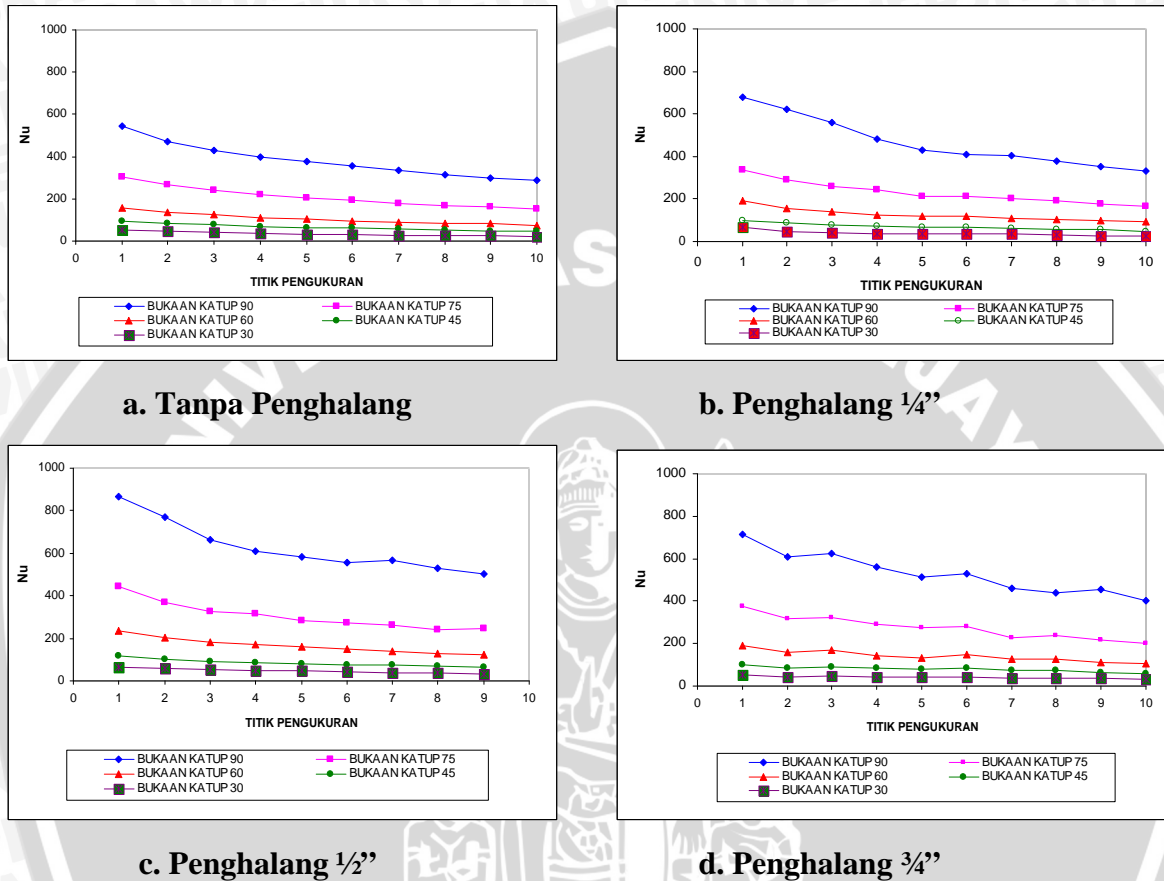
d. Penghalang 3/4"

Gambar 4.7 Grafik Distribusi Koefisien Perpindahan Panas Lokal

Sepanjang Saluran

Kurva distribusi koefisien perpindahan panas cenderung mengalami penurunan sepanjang saluran mulai dari titik 1 hingga titik 10. Penurunan kurva distribusi koefisien perpindahan panas lokal akibat terjadinya penurunan fluks kalor lokal, disamping itu juga diakibatkan makin besarnya perpindahan panas karena semakin jauh jarak dari titik 1 .

4.3.4 Pembahasan bilangan Nusselt lokal



Gambar 4.8 Grafik Distribusi Bilangan Nusselt Lokal Sepanjang Saluran

Kurva distribusi bilangan Nusselt lokal cenderung mengalami penurunan sepanjang saluran mulai dari titik 1 hingga titik 10. Penurunan kurva distribusi bilangan Nusselt lokal berarti juga terjadi penurunan laju perpindahan panas lokal. Hal ini terjadi karena semakin jauh jarak dari titik 1 maka lapis batas termal akan semakin tebal sehingga jarak daerah perpindahan panas konveksi lokal akan semakin jauh yang mengakibatkan perpindahan panas konveksi lokal semakin kecil.



BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari analisis data dan pembahasan saluran segi empat tanpa penghalang dan pemasangan penghalang dengan variasi diameter, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Pemasangan penghalang pada saluran segi empat dengan bukaan katup 90° , 60° , 45° dan 30° dapat meningkatkan laju perpindahan panas, koefisien perpindahan panas konveksi dan bilangan Nusselt. Pada pemasangan penghalang berdiameter $\frac{1}{2}$ " mempunyai laju perpindahan panas, koefisien perpindahan panas konveksi dan bilangan Nusselt yang paling tinggi dibandingkan dengan pemasangan penghalang berdiameter $\frac{1}{4}$ " dan $\frac{3}{4}$ ". Berdasarkan hasil penelitian diperoleh bahwa secara keseluruhan karakteristik perpindahan panas konveksi paling optimal dihasilkan pada pemasangan penghalang berdiameter $\frac{1}{2}$ " dengan kenaikan rata-rata bilangan Nusselt sebesar 31,65 %, pada penghalang $\frac{3}{4}$ " dengan kenaikan sebesar 24,76 %, sedangkan pada penghalang $\frac{1}{4}$ " sebesar 12,87 %

5.2 Saran

Adapun saran yang penulis harapkan dari penelitian tentang pemasangan penghalang pada saluran segi empat dengan variasi diameter sebagai berikut:

1. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk fenomena aliran yang terjadi dalam penelitian ini.
2. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk penelitian lebih lanjut mengenai karakteristik perpindahan panas konveksi antara penghalang dari logam dengan fluida.
3. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk penelitian lebih lanjut mengenai pemasangan penghalang dalam susunan *in-line* dan *staggered* terhadap karakteristik perpindahan panas konveksi.
4. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk penelitian lebih lanjut mengenai banyaknya pipa penghalang dalam susunan *in-line* maupun *staggered* terhadap karakteristik perpindahan panas konveksi.

DAFTAR PUSTAKA

- Adrian Bejan ; 1993 : Heat Transfer ; John Willey & Sons ; Singapore.
- Brodket, Robert. S, 1988, Transport Phenomena, Mc Graw-Hill, 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.
- 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 Mass Transfer ; John Willey & Sons, Singapore.
- Koestoer, Raldi Artono ; 2002 : Perpindahan Kalor ; Salemba Teknika, Jakarta.
- Kreith, Frank ; 1986 : Principles of Heat Transfer ; Fourth Edition ; Harper and Row Publisher, New York.
- Oosthuizen, Patrick H dan David Naylor ; 1976 : An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis ; Mc Graw-Hill, Singapore.
- Pitts, Donald R ; 1987 : Perpindahan Kalor ; Seri Buku Schaum ; Djasifi E, Erlangga, Jakarta.
- Streeter L. Victor dan E. Benjamin Wylie ; 1996 : Mekanika Fluida ; Edisi ke 8 ; Erlangga, Jakarta.
- Young, T.J dan Vafai,K ; 1999 : Experimental Numerical Investigation of Forced Convective Characteristic of Arrays of Channel Mounted Obstacles

LAMPIRAN

Tabel 1. *Properties of saturated water*

Temperature T °C	Saturation Pressure, P kPa	Density, ρ kg/m ³	Enthalpy of Vaporization, h_{fg} kJ/kg	Specific heat, C_p J/kg · °C	Thermal Conductivity, k W/m · °C	Dynamic Viscosity, μ kg/m·s	Prandtl Number, Pr	Volume Expansion Coefficient, β 1/K
0.01	0.6113	999.8	2501	4217	0.561	1.792×10^{-3}	13.5	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	2490	4205	0.571	1.519×10^{-3}	11.2	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	2478	4194	0.580	1.307×10^{-3}	9.45	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	2466	4186	0.589	1.138×10^{-3}	8.09	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	2454	4182	0.589	1.002×10^{-3}	7.01	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	2440	4180	0.607	0.891×10^{-3}	6.14	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	2431	4178	0.615	0.798×10^{-3}	5.42	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	2419	4178	0.623	0.720×10^{-3}	4.83	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	2407	4179	0.631	0.653×10^{-3}	4.32	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	2395	4180	0.637	0.596×10^{-3}	3.91	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	2383	4181	0.644	0.547×10^{-3}	3.55	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	2371	4183	0.649	0.504×10^{-3}	3.25	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	2359	4185	0.654	0.467×10^{-3}	2.99	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	2346	4187	0.659	0.433×10^{-3}	2.75	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	2334	4190	0.663	0.404×10^{-3}	2.55	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	2321	4193	0.667	0.378×10^{-3}	2.38	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	2309	4197	0.670	0.355×10^{-3}	2.22	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	2296	4201	0.673	0.333×10^{-3}	2.08	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	2283	4206	0.675	0.315×10^{-3}	1.96	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	2270	4212	0.677	0.297×10^{-3}	1.85	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	2257	4217	0.679	0.282×10^{-3}	1.75	0.750×10^{-3}

Temperature T °C	Saturation Pressure, P kPa	Density, ρ kg/m ³	Enthalpy of Vaporization, h_{fg} kJ/kg	Specific heat, C_p J/kg · °C	Thermal Conductivity, k W/m · °C	Dynamic Viscosity, μ kg/m·s	Prandtl Number, Pr	Volume Expansion Coefficient, β 1/K
110	143.27	950.6	2230	4229	0.682	0.255×10^{-3}	1.58	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	2203	4244	0.683	0.232×10^{-3}	1.44	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	2174	4263	0.684	0.213×10^{-3}	1.33	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	2145	4286	0.683	0.197×10^{-3}	1.24	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2114	4311	0.682	0.183×10^{-3}	1.16	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	2083	4340	0.680	0.170×10^{-3}	1.09	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	2050	4370	0.677	0.160×10^{-3}	1.03	1.178×10^{-3}
180	1002.1	887.3	2015	4410	0.673	0.150×10^{-3}	0.983	1.210×10^{-3}
190	1254.4	876.4	1979	4460	0.669	0.142×10^{-3}	0.947	1.280×10^{-3}
200	1553.8	864.3	1941	4500	0.663	0.134×10^{-3}	0.910	1.350×10^{-3}
220	2318	840.3	1859	4610	0.650	0.122×10^{-3}	0.865	1.520×10^{-3}
240	3344	813.7	1767	4760	0.632	0.111×10^{-3}	0.836	1.720×10^{-3}
260	4688	783.7	1663	4970	0.609	0.102×10^{-3}	0.832	2.000×10^{-3}
280	6412	750.8	1544	5280	0.581	0.094×10^{-3}	0.854	2.380×10^{-3}
300	8581	713.8	1405	5750	0.584	0.086×10^{-3}	0.902	2.950×10^{-3}
320	11,274	667.1	1239	6540	0.509	0.078×10^{-3}	1.00	-
340	14,586	610.5	1028	8240	0.469	0.070×10^{-3}	1.23	-
360	18,651	528.3	720	14,690	0.427	0.060×10^{-3}	2.06	-
374.14	22,090	317.0	0	∞	∞	0.043×10^{-3}	-	-

Sumber : Cengel ; 1996 : 958

Tabel 2. Konduktifitas termal material

Thermal Conductivity - k - (W/m K)			
Material/Substance	Temperature (°C)		
	25	125	225
Acetone	0.16		
Acrylic	0.2		
Air	0.024		
Alcohol	0.17		
Aluminum	250	255	250
Aluminum Oxide	30		
Ammonia	0.022		
Antimony	18.5		
Argon	0.016		
Asbestos-cement board	0.744		
Asbestos-cement sheets	0.166		
Asbestos-cement	2.07		
Asbestos, loosely packed	0.15		
Asphalt	0.75		
Balsa	0.048		
Bitumen	0.17		
Benzene	0.16		
Beryllium	218		
Brass	109		
Brick dense	1.31		
Brick work	0.69		
Cadmium	92		
Carbon	1.7		
Cement, portland	0.29		
Cement, mortar	1.73		
Cobalt	69		
Concrete	0.9 - 2		
Constantan	22		
Copper	401	400	398
Corian (ceramic filled)	1.06		
Corkboard	0.043		
Cork, regranulated	0.044		
Cork, ground	0.043		
Cotton	0.03		
Carbon Steel (AISI 1010)	63.95	59	54
Cotton Wool insulation	0.029		
Diatomaceous earth (Sil-o-cel)	0.06		
Ether	0.14		
Epoxy	0.35		
Felt insulation	0.04		
Fiberglass	0.04		
Fiber insulating board	0.048		
Fireclay brick 500°C	1.04		
Foam Glass	0.045		
Gasoline	0.15		
Glass	1.05		
Glass Pearls, dry	0.18		
Glass Pearls, saturated	0.76		
Glass Wool Insulation	0.04		
Glycerol	0.28		

Gold	310	312	310
Granite	1.7 - 4.0		
Gypsum or plaster board	0.17		
Hardboard high density	0.15		
Hardwoods (oak, maple..)	0.16		
Helium	0.142		
Hydrogen	0.168		
Ice	2.18		
Insulation materials	0.035 - 0.16		
Iridium	147		
Iron	80	68	60
Iron, wrought	59		
Iron, cast	55		
Kapok insulation	0.034		
Kerosene	0.15		
Lead Pb	35		
Leather	0.14		
Limestone	1.26 - 1.33		
Magnesia insulation	0.07		
Magnesium	156		
Marble	3		
Mercury	8		
Methane	0.030		
Methanol	0.21		
Mica	0.75		
Molybdenum	138		
Monel	26		
Nickel	91		
Nitrogen	0.024		
Nylon 6	0.25		
Oil, machine	0.15		
Olive oil	0.17		
Oxygen	0.024		
Paper	0.05		
Paraffin Wax	0.25		
Plaster, gypsum	0.48		
Plaster, metal lath	0.47		
Plaster, wood lath	0.28		
Platinum	70	71	72
Plywood	0.13		
Polyethylene HD	0.42 - 0.51		
Polypropylene	0.1 - 0.22		
Polystyrene expanded	0.03		
Porcelain	1.05		
PTFE	0.25		
PVC	0.19		
Pyrex glass	1.005		
Quartz mineral	3		
Rock Wool insulation	0.045		
Sand, dry	0.35		
Sand, saturated	2.7		
Saw Dust	0.06		
Silicone oil	0.1		
Silver	429		
Snow (temp < 0°C)	0.05 - 0.25		



Sodium	84		
Softwoods (fir, pine ..)	0.12		
Steel	46		
Stainless Steel	16	17	19

Sumber : http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.htm



Tabel 3. Hasil Data Volume

HASIL DATA 13 MARET 2007
VOLUME PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN TANPA PENGHALANG

BUKAAN KATUP 30°

WAKTU : 30 DETIK

NO.	V (ml)
1	540
2	520
3	540
4	530
5	520
Rata2	530

BUKAAN KATUP 45°

WAKTU : 20 DETIK

NO.	V (ml)
1	720
2	730
3	710
4	730
5	710
Rata2	720

BUKAAN KATUP 60°

WAKTU : 15 DETIK

NO.	V (ml)
1	1090
2	1090
3	1100
4	1110
5	1110
Rata2	1100

BUKAAN KATUP 75°

WAKTU : 10 DETIK

NO.	V (ml)
1	1460
2	1450
3	1450
4	1450
5	1440
Rata2	1450

BUKAAN KATUP 90°

WAKTU : 5 DETIK

NO.	V (ml)
1	1420
2	1440
3	1440
4	1430
5	1420
Rata2	1430

BUKAAN KATUP 30°

WAKTU : 30 DETIK

NO.	V (ml)
1	510
2	520
3	510
4	530
5	530
Rata2	520

BUKAAN KATUP 45°

WAKTU : 20 DETIK

NO.	V (ml)
1	720
2	720
3	710
4	700
5	700
Rata2	710

BUKAAN KATUP 60°

WAKTU : 15 DETIK

NO.	V (ml)
1	1100
2	1100
3	1100
4	1100
5	1100
Rata2	1100

BUKAAN KATUP 75°

WAKTU : 10 DETIK

NO.	V (ml)
1	1450
2	1450
3	1440
4	1450
5	1460
Rata2	1450

BUKAAN KATUP 90°

WAKTU : 5 DETIK

NO.	V (ml)
1	1430
2	1450
3	1450
4	1430
5	1440
Rata2	1440

BUKAAN KATUP 30°

WAKTU : 30 DETIK

NO.	V (ml)
1	510
2	520
3	510
4	510
5	500
Rata2	510

BUKAAN KATUP 45°

WAKTU : 20 DETIK

NO.	V (ml)
1	720
2	720
3	740
4	730
5	740
Rata2	730

BUKAAN KATUP 60°

WAKTU : 15 DETIK

NO.	V (ml)
1	1090
2	1100
3	1100
4	1110
5	1100
Rata2	1100

BUKAAN KATUP 75°

WAKTU : 10 DETIK

NO.	V (ml)
1	1440
2	1450
3	1450
4	1460
5	1450
Rata2	1450

BUKAAN KATUP 90°

WAKTU : 5 DETIK

NO.	V (ml)
1	1430
2	1400
3	1440
4	1430
5	1400
Rata2	1420

HASIL DATA 15 MARET 2007
VOLUME PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/4"

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	530
2	530
3	550
4	540
5	550
Rata2	540

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	750
2	740
3	750
4	740
5	720
Rata2	740

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1100
2	1130
3	1100
4	1130
5	1140
Rata2	1120

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1480
2	1480
3	1460
4	1460
5	1470
Rata2	1470

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1450
2	1460
3	1450
4	1440
5	1450
Rata2	1450

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	530
2	550
3	550
4	520
5	550
Rata2	540

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	720
2	740
3	750
4	740
5	700
Rata2	730

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1130
2	1120
3	1120
4	1130
5	1100
Rata2	1120

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1480
2	1480
3	1490
4	1470
5	1480
Rata2	1480

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1460
2	1440
3	1450
4	1450
5	1450
Rata2	1450

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	540
2	540
3	550
4	540
5	530
Rata2	540

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	730
2	720
3	700
4	730
5	720
Rata2	720

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1100
2	1130
3	1100
4	1140
5	1130
Rata2	1120

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1450
2	1460
3	1460
4	1460
5	1470
Rata2	1460

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1440
2	1460
3	1440
4	1450
5	1460
Rata2	1450

HASIL DATA 17 MARET 2007
VOLUME PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/2"

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	540
2	530
3	550
4	560
5	570
Rata2	550

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	750
2	750
3	750
4	730
5	720
Rata2	740

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1140
2	1130
3	1120
4	1130
5	1130
Rata2	1130

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1500
2	1490
3	1500
4	1510
5	1500
Rata2	1500

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1440
2	1450
3	1450
4	1460
5	1450
Rata2	1450

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	540
2	530
3	550
4	570
5	560
Rata2	550

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	750
2	770
3	750
4	730
5	750
Rata2	750

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1150
2	1130
3	1150
4	1120
5	1150
Rata2	1140

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1500
2	1490
3	1480
4	1480
5	1500
Rata2	1490

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1470
2	1480
3	1470
4	1460
5	1470
Rata2	1470

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	560
2	550
3	560
4	540
5	540
Rata2	550

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	760
2	770
3	750
4	770
5	750
Rata2	760

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1150
2	1150
3	1150
4	1150
5	1150
Rata2	1150

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1480
2	1490
3	1480
4	1480
5	1470
Rata2	1480

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1470
2	1450
3	1450
4	1470
5	1460
Rata2	1460

HASIL DATA 19 MARET 2007
VOLUME PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 3/4"

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	530
2	550
3	550
4	530
5	540
Rata2	540

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	770
2	750
3	800
4	780
5	750
Rata2	770

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1150
2	1100
3	1150
4	1150
5	1200
Rata2	1150

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1480
2	1470
3	1520
4	1530
5	1500
Rata2	1500

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1480
2	1490
3	1460
4	1490
5	1430
Rata2	1470

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	560
2	550
3	600
4	550
5	540
Rata2	560

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	770
2	750
3	800
4	780
5	800
Rata2	780

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1100
2	1100
3	1200
4	1200
5	1200
Rata2	1160

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1490
2	1480
3	1520
4	1510
5	1500
Rata2	1500

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1480
2	1480
3	1460
4	1490
5	1440
Rata2	1470

**BUKAAN KATUP 30°
WAKTU : 30 DETIK**

NO.	V (ml)
1	550
2	550
3	530
4	550
5	570
Rata2	550

**BUKAAN KATUP 45°
WAKTU : 20 DETIK**

NO.	V (ml)
1	770
2	750
3	770
4	760
5	750
Rata2	760

**BUKAAN KATUP 60°
WAKTU : 15 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1100
2	1100
3	1200
4	1100
5	1200
Rata2	1140

**BUKAAN KATUP 75°
WAKTU : 10 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1510
2	1470
3	1520
4	1500
5	1500
Rata2	1500

**BUKAAN KATUP 90°
WAKTU : 5 DETIK**

NO.	V (ml)
1	1470
2	1470
3	1460
4	1480
5	1470
Rata2	1470

Tabel 5. Perhitungan Kecepatan Air dalam Saluran

KECEPATAN PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN TANPA PENGHALANG

BUKAAN KATUP 30°		BUKAAN KATUP 45°		BUKAAN KATUP 60°		BUKAAN KATUP 75°		BUKAAN KATUP 90°	
Q :	17,33333333 ml/dt 0,017333333 l/dt 1,73333E-05 m ³ /dt	Q :	36 ml/dt 0,036 l/dt 0,000036 m ³ /dt	Q :	73,333333 ml/dt 0,0733333 l/dt 7,3333E-05 m ³ /dt	Q :	145 ml/dt 0,145 l/dt 0,000145 m ³ /dt	Q :	286 ml/dt 0,286 l/dt 0,000286 m ³ /dt
A :	275,9765625 mm ² 0,000275977 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²
V :	0,062807266 m/s	V :	0,1304459 m/s	V :	0,265723 m/s	V :	0,5254069 m/s	V :	1,0363199 m/s
V_{sal} :	0,0016027 m/s	V_{sal} :	0,0033287 m/s	V_{sal} :	0,0067807 m/s	V_{sal} :	0,0134072 m/s	V_{sal} :	0,0264446 m/s

KECEPATAN PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/4"

BUKAAN KATUP 30°		BUKAAN KATUP 45°		BUKAAN KATUP 60°		BUKAAN KATUP 75°		BUKAAN KATUP 90°	
Q :	18 ml/dt 0,018 l/dt 0,000018 m ³ /dt	Q :	36,5 ml/dt 0,0365 l/dt 0,0000365 m ³ /dt	Q :	74,666667 ml/dt 0,0746667 l/dt 7,467E-05 m ³ /dt	Q :	147 ml/dt 0,147 l/dt 0,000147 m ³ /dt	Q :	290 ml/dt 0,29 l/dt 0,00029 m ³ /dt
A :	275,9765625 mm ² 0,000275977 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²	A :	275,97656 mm ² 0,000276 m ²
V :	0,06522293 m/s	V :	0,1322576 m/s	V :	0,2705544 m/s	V :	0,5326539 m/s	V :	1,0508139 m/s
V_{sal} :	0,001664343 m/s	V_{sal} :	0,0033749 m/s	V_{sal} :	0,0069039 m/s	V_{sal} :	0,0135921 m/s	V_{sal} :	0,0268144 m/s

KECEPATAN PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/2"

BUKAAN KATUP 30°

Q :	18,33333333 ml/dt
	0,018333333 l/dt
	1,83333E-05 m ³ /dt
A :	275,9765625 mm ²
	0,000275977 m ²
V :	0,066430762 m/s
V_{sal} :	0,001695164 m/s

BUKAAN KATUP 45°

Q :	37,5 ml/dt
	0,0375 l/dt
	0,0000375 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	0,1358811 m/s
V_{sal} :	0,0034674 m/s

BUKAAN KATUP 60°

Q :	76 ml/dt
	0,076 l/dt
	0,000076 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	0,2753857 m/s
V_{sal} :	0,0070272 m/s

BUKAAN KATUP 75°

Q :	149 ml/dt
	0,149 l/dt
	0,000149 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	0,5399009 m/s
V_{sal} :	0,0137771 m/s

BUKAAN KATUP 90°

Q :	292 ml/dt
	0,292 l/dt
	0,000292 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	1,0580609 m/s
V_{sal} :	0,0269993 m/s

KECEPATAN PADA MASING-MASING BUKAAN KATUP PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 3/4"

BUKAAN KATUP 30°

Q :	18,66666667 ml/dt
	0,018666667 l/dt
	1,86667E-05 m ³ /dt
A :	275,9765625 mm ²
	0,000275977 m ²
V :	0,067638594 m/s
V_{sal} :	0,001725985 m/s

BUKAAN KATUP 45°

Q :	38,5 ml/dt
	0,0385 l/dt
	0,0000385 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	0,1395046 m/s
V_{sal} :	0,0035598 m/s

BUKAAN KATUP 60°

Q :	76,666667 ml/dt
	0,0766667 l/dt
	7,667E-05 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	0,2778014 m/s
V_{sal} :	0,0070889 m/s

BUKAAN KATUP 75°

Q :	150 ml/dt
	0,15 l/dt
	0,00015 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	0,5435244 m/s
V_{sal} :	0,0138695 m/s

BUKAAN KATUP 90°

Q :	294 ml/dt
	0,294 l/dt
	0,000294 m ³ /dt
A :	275,97656 mm ²
	0,000276 m ²
V :	1,0653079 m/s
V_{sal} :	0,0271843 m/s

Tabel 6. Perhitungan Parameter Perpindahan Panas Rata-rata

PARAMETER PERPINDAHAN PANAS RATA-RATA SALURAN TANPA PENGHALANG

NO	BUKAAN KATUP (°)	Kec. Air (V) m/s	Re	T. Air (°C)		T. Dinding Dalam (T ₁) (°C)	Tin - To (°C)	$T_A(°C) \frac{T_{in} + T_o}{2}$	\dot{m} (kg/s)	\dot{Q} (Watt)	\bar{h} (W/m ² °C)	\overline{Nu}	T. Dinding Luar (T ₂) (°C)	\bar{h}_s
				T _{in}	T _o									
1.	BUKAAN 90°	0,02650	3779,873	50	46,60	20,65	3,40	48,30	0,28399	4036,84743	3051,7997	398,2898	10,0939703	8359,6702
2.	BUKAAN 75°	0,01341	1905,173	50	46,12	18,95	3,88	48,06	0,14369	2330,92456	1673,7664	218,5115	12,85482071	3790,2776
3.	BUKAAN 60°	0,00678	961,900	50	45,89	17,32	4,11	47,95	0,07268	1248,80119	852,3658	111,3119	14,05448584	1857,3219
4.	BUKAAN 45°	0,00333	467,896	50	44,67	16,24	5,33	47,34	0,03569	795,210189	534,5646	69,8865	14,16058964	1173,8414
5.	BUKAAN 30°	0,00160	224,524	50	44,23	15,46	5,77	47,12	0,01718	414,520132	273,7235	35,7966	14,37606336	602,7184

NO	BUKAAN KATUP (°)	Kec. Air (V) m/s	Re	T. Air (°C)		T. Dinding Dalam (T _d) (°C)	Tin - To (°C)	$T_A(°C) \frac{T_{in} + T_o}{2}$	\dot{m} (kg/s)	\dot{Q} (Watt)	\bar{h} (W/m ² °C)	\overline{Nu}	T. Dinding Luar (T ₂) (°C)	\bar{h}_s
				T _{in}	T _o									
1.	BUKAAN 90°	0,02681	3790,923	49,63	45,80	21,93	3,83	47,72	0,28743	4602,38314	3730,9933	487,3899	9,895140144	9722,3141
2.	BUKAAN 75°	0,01359	1915,094	49,5	45,50	19,89	4,00	47,50	0,14571	2436,68585	1844,7689	241,1008	13,51826348	3767,7967
3.	BUKAAN 60°	0,00690	968,315	49,47	44,93	18,39	4,54	47,20	0,07402	1404,92831	1019,3416	133,2850	14,71622603	1995,5681
4.	BUKAAN 45°	0,00337	471,760	49,73	44,23	16,95	5,50	46,98	0,03619	832,079692	579,1865	75,7678	14,77417887	1177,2546
5.	BUKAAN 30°	0,00166	228,344	50	43,80	15,97	6,20	46,90	0,01784	462,449606	312,5312	40,8910	14,76073166	654,8855

PARAMETER PERPINDAHAN PANAS RATA-RATA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/2"

NO	BUKAAN KATUP (°)	Kec. Air (V) m/s	Re	T. Air (°C)		T. Dinding Dalam (T _d) (°C)	T _o (°C)	T _{in} (°C)	\dot{m} (kg/s)	\dot{Q} (Watt)	\bar{h} (W/m ² °C)	\bar{Nu}	T. Dinding Luar (T ₂) (°C)	\bar{h}_s
				T _{in}	T _o									
1.	BUKAAN 90°	0,02700	3811,235	50	45,23	23,85	4,77	47,62	0,28943	5771,69603	5076,6177	663,2767	8,757481467	13776,3146
2.	BUKAAN 75°	0,01369	1928,380	50	45,00	21,45	5,00	47,50	0,14672	3066,98903	2461,0097	321,6400	13,43007163	4773,5637
3.	BUKAAN 60°	0,00703	986,274	50	44,50	20,00	5,50	47,25	0,07534	1732,36853	1328,8703	173,7577	15,46999635	2340,7709
4.	BUKAAN 45°	0,00347	484,853	50	44,00	18,51	6,00	47,00	0,03718	932,59523	684,2417	89,4968	16,07133886	1212,9697
5.	BUKAAN 30°	0,00170	235,259	50	43,00	17,37	7,00	46,50	0,01818	532,025317	381,7690	49,9814	15,97879681	695,9805

PARAMETER PERPINDAHAN PANAS RATA-RATA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 3/4"

NO	BUKAAN KATUP (°)	Kec. Air (V) m/s	Re	T. Air (°C)		T. Dinding Dalam (T _d) (°C)	T _{in} - T _o (°C)	T _A (°C) $\frac{T_{in} + T_o}{2}$	\dot{m} (kg/s)	\dot{Q} (Watt)	\bar{h} (W/m ² °C)	\bar{Nu}	T. Dinding Luar (T ₂) (°C)	\bar{h}_s
				T _{in}	T _o									
1.	BUKAAN 90°	0,02718	3838,001	49,73	45,53	23,03	4,20	47,63	0,29141	5116,82217	4347,8449	568,06	9,649923681	11083,7131
2.	BUKAAN 75°	0,01387	1956,498	49,9	45,25	20,78	4,65	47,58	0,14868	2890,36989	2254,8024	294,64	13,22191639	4569,4912
3.	BUKAAN 60°	0,00709	998,809	50	45,00	19,03	5,00	47,50	0,076	1588,55349	1166,3347	152,43	14,87606104	2232,1466
4.	BUKAAN 45°	0,00356	498,528	50	44,20	17,85	5,80	47,10	0,03817	925,495902	661,3897	86,49	15,42990303	1253,7765
5.	BUKAAN 30°	0,00173	240,418	50	43,50	16,72	6,50	46,75	0,01851	502,956758	350,0936	45,81	15,40480874	682,4694

Tabel 7. Perhitungan Perpindahan Panas Lokal

TABEL HASIL PERHITUNGAN FLUKS KALOR LOKAL
PADA SALURAN TANPA PENGHALANG

B. KTP Titik	90°	75°	60°	45°	30°
	Fluks Kalor Lokal (W/m ²)				
1	102974,9643	61022,0188	33408,3199	21323,7461	11489,4391
2	96028,2405	56993,8799	30946,6542	19822,5544	10592,7024
3	91260,8811	53479,9715	29087,8455	18730,7786	9826,7398
4	87583,2038	50994,5241	27329,5128	17536,6488	9135,5053
5	84586,5778	48766,1920	25872,6086	16683,6989	8687,1369
6	81862,3724	46709,2700	24817,6091	16001,3391	8182,7225
7	78593,3259	44909,4633	23913,3237	15216,6252	7846,4462
8	76005,3308	43023,9514	22757,8480	14124,8494	7304,6678
9	73553,5459	41481,2600	22004,2769	13783,6695	7024,4376
10	71510,3919	39767,1583	20949,2773	13033,0736	6576,0692

TABEL HASIL PERHITUNGAN FLUKS KALOR LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/4"

B. KTP Titik	90°	75°	60°	45°	30°
	Fluks Kalor Lokal (W/m ²)				
1	118152,5430	63507,5368	37687,1475	21856,6528	14753,9647
2	113180,7776	58642,0400	33694,8650	20283,2474	11500,6378
3	107331,6418	55313,0159	31352,7259	18949,2733	10814,6349
4	99435,3085	53264,3857	29755,8128	18094,1617	9846,1601
5	93147,4875	49167,1253	28531,5128	17410,0724	9462,8055
6	90954,0616	49508,5636	28797,6650	17068,0277	9482,9821
7	90369,1480	47886,7314	27307,2128	16281,3251	9079,4509
8	86713,4382	45838,1012	26455,5259	15460,4179	8696,0963
9	83203,9567	43960,1901	25550,6085	14981,5554	7949,5637
10	79548,2468	42252,9983	24592,4607	13510,7634	7344,2670



**TABEL HASIL PERHITUNGAN FLUKS KALOR LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/2"**

B. KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Fluks Kalor Lokal (W/m²)				
1	143493,4910	79401,8866	45264,6458	24222,7494	14085,2315
2	136242,9386	72826,5735	41824,5328	22643,0049	12932,8035
3	126800,3587	68243,7796	39108,6540	21063,2603	12249,8832
4	121404,5988	66649,7643	38022,3025	20536,6788	11929,7643
5	118706,7188	62565,1001	36211,7167	19764,3593	11396,2328
6	115671,6038	61170,3367	35246,0709	18781,4071	10563,9236
7	116514,6913	59675,9474	33435,4851	18254,8256	10179,7810
8	112299,2539	56786,7947	31685,2521	17342,0844	9710,2733
9	109264,1389	57683,4283	30779,9592	16569,7648	9283,4481
10	106060,4064	56189,0389	30598,9006	15797,4453	8899,3054

**TABEL HASIL PERHITUNGAN FLUKS KALOR LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 3/4"**

B.KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Fluks Kalor Lokal (W/m²)				
1	124775,4088	72299,3317	39842,0064	22759,5884	12491,8917
2	115641,7251	66096,7081	36119,5416	20592,0085	11045,6827
3	117344,6153	66872,0361	37166,4848	21242,2825	11443,9142
4	110687,8627	62995,3963	33676,6740	20050,1136	11045,6827
5	105579,1921	60960,1604	32338,9132	19038,5763	10374,9771
6	107746,5069	61832,4044	34025,6551	20266,8716	10961,8445
7	99851,2887	54660,6208	31001,1524	18207,6707	10060,5839
8	96755,1247	56017,4447	31291,9700	18424,4287	9850,9884
9	98922,4395	52334,6369	28965,4295	17196,1334	9347,9592
10	92420,4951	50008,6530	27569,5052	15714,9539	8488,6177



**TABEL HASIL PERHITUNGAN
KOEFSIEN PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI LOKAL
PADA SALURAN TANPA PENGHALANG**

B.KTP Titik	90°	75°	60°	45°	30°
	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Lokal (W/m ² . °C)				
1	4152,2163	2323,1733	1200,2989	731,0999	389,4725
2	3623,7072	2047,6843	1050,2258	647,0910	340,6014
3	3298,5861	1831,5059	947,4868	590,8763	302,6717
4	3065,9231	1690,4262	857,6207	533,5694	271,0832
5	2886,9139	1571,4133	787,9982	495,0653	251,8011
6	2731,7811	1467,3069	740,0877	465,6064	231,1504
7	2554,4960	1380,4138	700,5857	433,1108	217,9568
8	2420,5519	1293,3052	652,0873	390,1892	197,6015
9	2298,5483	1224,8404	621,5897	377,2902	187,4850
10	2200,3198	1151,5586	580,3124	349,7247	171,8485

**TABEL HASIL PERHITUNGAN
KOEFSIEN PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/4"**

B.KTP Titik	90°	75°	60°	45°	30°
	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Lokal (W/m ² . °C)				
1	5204,9578	2571,1553	1456,9774	768,6982	502,4052
2	4748,8438	2204,5880	1187,8331	676,8603	370,9883
3	4264,8335	1982,5454	1050,9294	606,0535	336,5550
4	3687,3415	1855,9019	965,0534	563,6810	291,8822
5	3279,8411	1622,6774	902,8960	531,3349	275,3484
6	3147,1994	1641,1679	916,1505	515,6504	276,2034
7	3112,5998	1554,7640	843,6832	480,7478	259,4129
8	2903,3517	1450,5728	804,1193	445,9736	244,0439
9	2713,1725	1359,5935	763,4644	426,4200	215,6301
10	2525,3412	1280,3939	721,8922	369,4830	193,9507



**TABEL HASIL PERHITUNGAN
KOEFSIEN PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/2"**

B. KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Lokal (W/m ² . °C)				
1	6632,9811	3388,4162	1810,5858	897,1389	503,0440
2	5906,4858	2841,0887	1554,8153	794,4914	433,9867
3	5085,5759	2512,0410	1377,0653	702,1087	396,8645
4	4669,4076	2406,1287	1311,1139	673,3337	380,3325
5	4473,8713	2152,4690	1207,0572	632,7970	353,9203
6	4263,0812	2071,2304	1154,3473	583,8779	315,3410
7	4320,6931	1986,9905	1060,3219	558,8212	298,5273
8	4039,5415	1831,8321	974,9308	517,1596	278,7638
9	3847,3288	1878,9390	932,7260	483,5534	261,5056
10	4371,8222	2144,6198	1108,6558	544,7395	305,8181

**TABEL HASIL PERHITUNGAN
KOEFSIEN PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 3/4"**

B. KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Lokal (W/m ² . °C)				
1	5456,6505	2888,1224	1466,5769	784,8134	414,5539
2	4656,7138	2433,0077	1232,7489	664,2583	340,5658
3	4796,1014	2485,9493	1294,9995	698,7593	359,8715
4	4273,6627	2231,2419	1096,9601	636,5115	340,5658
5	3910,3404	2106,9180	1027,7197	587,0065	309,7008
6	4060,7980	2159,4553	1115,5952	647,5039	336,5971
7	3536,6454	1757,5762	961,7731	548,4238	295,8995
8	3347,9282	1828,6435	975,8411	558,3160	286,9220
9	3479,1010	1640,5842	867,2284	503,7930	266,0709
10	3097,8937	1529,3166	806,1259	442,6748	232,5649



**TABEL HASIL PERHITUNGAN BILANGAN NUSELT LOKAL
PADA SALURAN TANPA PENGHALANG**

B. KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Bilangan Nusselt Lokal				
1	541,9049	303,2920	156,7491	95,5806	50,9338
2	472,9293	267,3267	137,1508	84,5977	44,5426
3	430,4978	239,1045	123,7340	77,2484	39,5823
4	400,1330	220,6864	111,9982	69,7564	35,4513
5	376,7706	205,1492	102,9061	64,7225	32,9297
6	356,5242	191,5580	96,6493	60,8712	30,2290
7	333,3868	180,2141	91,4907	56,6229	28,5036
8	315,9058	168,8420	85,1572	51,0115	25,8416
9	299,9831	159,9038	81,1745	49,3252	24,5186
10	287,1633	150,3369	75,7840	45,7214	22,4737

**TABEL HASIL PERHITUNGAN BILANGAN NUSELT LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/4"**

B. KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Bilangan Nusselt Lokal				
1	679,9380	336,0354	190,5084	100,5593	65,7338
2	620,3545	288,1271	155,3162	88,5452	48,5394
3	557,1269	259,1074	137,4152	79,2825	44,0342
4	481,6876	242,5558	126,1865	73,7394	38,1893
5	428,4547	212,0747	118,0590	69,5080	36,0261
6	411,1273	214,4913	119,7921	67,4562	36,1379
7	406,6075	203,1988	110,3166	62,8903	33,9411
8	379,2728	189,5816	105,1434	58,3412	31,9303
9	354,4292	177,6911	99,8275	55,7832	28,2127
10	329,8923	167,3402	94,3917	48,3349	25,3762



**TABEL HASIL PERHITUNGAN BILANGAN NUSELT LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 1/2"**

B. KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Bilangan Nusselt Lokal				
1	866,6206	442,8467	236,7448	117,3431	65,8588
2	771,7017	371,3141	203,3013	103,9171	56,8178
3	664,4471	328,3095	180,0595	91,8337	51,9577
4	610,0734	314,4673	171,4359	88,0701	49,7933
5	584,5259	281,3155	157,8299	82,7680	46,3354
6	556,9855	270,6980	150,9378	76,3695	41,2846
7	564,5127	259,6884	138,6434	73,0922	39,0834
8	527,7793	239,4100	127,4780	67,6429	36,4959
9	502,6661	245,5666	121,9595	63,2474	34,2365
10	571,3723	280,4218	145,0089	71,3176	40,0379

**TABEL HASIL PERHITUNGAN BILANGAN NUSELT LOKAL
PADA SALURAN DENGAN DIAMETER PENGHALANG 3/4"**

B. KTP	90°	75°	60°	45°	30°
Titik	Bilangan Nusselt Lokal				
1	712,9292	377,4019	191,6733	102,6351	54,2480
2	608,4149	317,9303	161,1133	86,8694	44,5660
3	626,6263	324,8484	169,2491	91,3813	47,0923
4	558,3680	291,5648	143,3664	83,2407	44,5660
5	510,8988	275,3190	134,3171	76,7666	40,5271
6	530,5565	282,1842	145,8020	84,6783	44,0467
7	462,0743	229,6691	125,6983	71,7209	38,7210
8	437,4178	238,9558	127,5369	73,0146	37,5463
9	454,5559	214,3814	113,3418	65,8843	34,8177
10	404,7499	199,8416	105,3561	57,8914	30,4332

