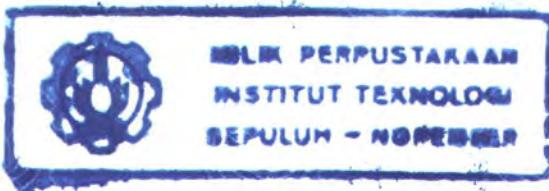


22904/11/05

TUGAS AKHIR
KONVERSI ENERGI



**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH GAP RATIO DAN
BEBAN PANAS TERHADAP KARAKTERISTIK
PERPINDAHAN PANAS PADA SUSUNAN TUBE
TERTANAM SEPARUH DALAM ENCLOSURE**

RSM
621.402.2
Wic
S-1
2005



Oleh :

ADITYA HAYU WICAKSONO

2102109609

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA

2005

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	06-6-2005
Tanda Buku	H
No. Agenda Prp.	222371

FINAL PROJECT
ENERGY CONVERSION

**AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF GAP
RATIO AND HEAT LOAD TO HEAT TRANSFER
CHARACTERISTIC AT TUBE ARRAY HALF PLANTED
ON STYROFOAM IN ENCLOSURE**



By :

ADITYA HAYU WICAKSONO
2102 109 609

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2005**

TUGAS AKHIR

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH GAP RATIO DAN
BEBAN PANAS TERHADAP KARAKTERISTIK
PERPINDAHAN PANAS PADA SUSUNAN TUBE
TERTANAM SEPARUH DALAM ENCLOSURE**

**Diajukan Guna Memenuhi
Salah Satu Persyaratan Untuk
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Mesin
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi sepuluh Nopember
Surabaya**

**Surabaya, Januari 2005
Mengetahui / Menyetujui
Dosen Pembimbing**



Dr. Ir. Prabowo, MEng
Nip. 131 902 444

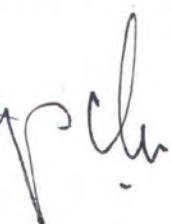
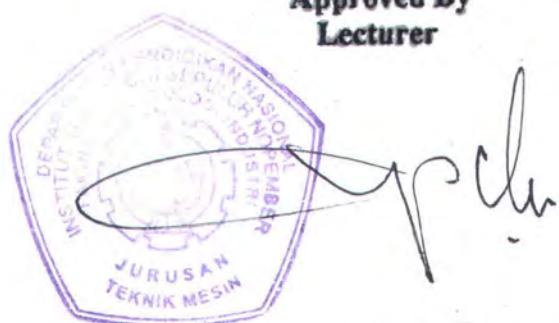
FINAL PROJECT

**AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF GAP
RATIO AND HEAT LOAD TO HEAT TRANSFER
CHARACTERISTIC AT TUBE ARRAY HALF PLANTED
ON STYROFOAM IN ENCLOSURE**

Submitted to Full Fill One of Requirements
To Achieve Sarjana Teknik Degree in The Field of
Energy Conversion
Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya

Surabaya, January 2005

Approved By
Lecturer



Dr. Ir. Prabowo, MEng
Nip. 131 902 444

ABSTRAK

Perpindahan panas konveksi alami atau konveksi bebas adalah perpindahan panas antara permukaan dengan fluida yang bergerak diatasnya, dimana gerakan fluida disebabkan langsung oleh gaya apung (Bouyancy Forced) yang timbul akibat perubahan densitas pengaruh dari variasi temperatur aliran. Alat penukar panas ini bekerja pada kondisi konveksi alami untuk sisi udara pendingin. Alat penukar panas ini sebagian/setengah tubenya dimasukkan kedalam isolator (styrofoam), sedangkan bagian luarnya ditutup rapat dengan plat vertical dalam saluran tertutup (enclosure). Jadi udara luar hanya bersentuhan dengan plat datar tersebut. Alat penukar panas dalam pemasangannya lebih rigid sehingga lebih kokoh dan kuat, tetapi luas permukaan perpindahan panasnya berkurang.

Pada penelitian ini akan diteliti laju perpindahan panas dan unjuk kerja alat penukar panas yang tubenya tertanam separuh dalam enclosure dengan memvariasikan gap ratio (S/D), dimana S merupakan jarak isolator dengan plat, sedangkan D merupakan diameter tube dan memvariasikan laju aliran massa. Gap ratio divariasikan yaitu 2,10 ;3,15 ;4,20 dan 5,25 , sedangkan beban panas divariasikan yaitu 1200; 2300; 3500; 4700. Temperatur fluida in diatur konstan yaitu 70° C.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada gap ratio (S/D) yang terkecil yaitu S/D = 2,10 untuk beban panas yang konstan didapatkan laju perpindahan panas fluida panas tinggi dan dengan pertambahan gap ratio laju perpindahan panas fluida panas mengalami penurunan. Pada kenaikan beban pada gap ratio (S/D) yang konstan laju perpindahan panas mengalami kenaikan. Panas yang dipindahkan oleh plat pada gap ratio (S/D) yang kecil lebih tinggi dibandingkan pada gap ratio (S/D) yang besar dan pada beban yang tinggi, panas yang dilepas melalui plat relatif meningkat. Begitu pula dengan effectiveness. Pada gap ratio (S/D) = 2,10 untuk beban sama didapatkan effectiveness yang paling tinggi dan apabila gap ratio (S/D) ditambah maka effectiveness akan semakin kecil. Pada kenaikan beban pada gap ratio (S/D) yang sama, effectiveness akan semakin meningkat.

Kata kunci :

Effectiveness, penukar panas, konveksi bebas, alat penukar panas jenis pembuluh, laju perpindahan panas, koefisien konveksi, enclosure .

ABSTRACTION

Definition of heat transfer by natural convection is heat transfer that exist between material surfaces and fluids moving above it, where the fluids motion influenced by Bouyancy Force. It exists from fluids motion temperature variable that makes the density change. At the cooler side of this heat exchanger works at the natural convection process. Half of it tubes is put into the isolator (styrofoam)and the outer side is covered by vertical plate in an enclosure system. That makes the natural air only react with the vertical plate. I made this heat exchanger more rigid that makes it tougher but at the other side, heat transfer surface become narrower.

From this examination, I will test correlation of amount of heat transfer and performance from heat exchanger where it tube's half put into an enclosure system with variating the gap ratio (S/D), where S is distance between isolator and plate, meanwhile D is tube diameter. The second one doing by variating the mass flow. Gap ratio variable is 2,10 ; 3,15 ; 4,20 and 5,25. Variable of heat is 1200 ; 2300 ; 3500 and 4700. Fluid temperature assumed to be constant at 70°C.

After examination been done I found out that the smallest gap ratio (S/D) = 2,10 at constant amount of heat, I got the highest heat transfer velocity. With increasing gap ratio, heat transfer velocity decreased. When I increasing the amount of heat at constant gap ratio (S/D) condition, heat transfer velocity become increased too. Heat that transferred by the plate at smaller gap ratio (S/D) is higher than compared with the bigger gap ratio (S/D). At the higher amount of heat, heat that transferred from the plate relatively increased. So is happened with effectiveness. With the gap ratio at 2,10 for the same amount of heat, I got the highest effectiveness. When I increasing the gap ratio (S/D), effectiveness is decreasing. When the amount of heat increased at the constant gap ratio (S/D), effectiveness increased too.

Keywords :

Effectiveness , heat exchanger , natural convection , capiler heat exchanger , heat transfer velocity , convection coefficient , enclosure.

DAFTAR ISI

JUDUL

ABSTRAK-----	i
DAFTAR ISI-----	ii

I. PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang -----	I-1
I.2 Permasalahan -----	I-3
I.3 Batasan Masalah -----	I-4
I.4 Tujuan Penelitian -----	I-4
I.5 Sistematika Penulisan-----	I-5

II. DASAR TEORI

II.1 Penelitian Penelitian Sebelumnya-----	II-1
II.2 Dasar Teori -----	II-6
II.2.1 Prinsip Prinsip Perpindahan Panas -----	II-6
II.2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi-----	II-7
II.2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi-----	II-8
II.2.1.3 Perpindahan Panas Radiasi -----	II-10
II.2.2 Perpindahan Panas Secara Konveksi Natural-----	II-11
II.2.3 Perpindahan Panas Dalam Sistem Enclosure-----	II-13
II.2.4 Perpindahan Panas Pada Pelat Datar Vertikal -----	II-15
II.2.5 Effectiveness -----	II-18

III. METODOLOGI

III.1 Peralatan Eksperimen -----	III-1
III.2 Karakteristik Fluida Panas dan Dingin-----	III-5
III.2.1 Fluida Panas-----	III-5
III.2.2 Fluida Dingin-----	III-7
III.3 Peralatan dan Alat Ukur-----	III-7

III.4 Prosedur Eksperimen -----	III-11
III.5 Data Percobaan -----	III-13
III.6 Flowchart Eksperimen -----	III-16
III.7 Flowchart Perhitungan -----	III-17

IV HASIL PENELITIAN DAN DISKUSI

IV.1 Data Hasil Pengujian -----	IV-1
IV.2 Contoh Perhitungan -----	IV-3
IV.3 Analisa Overall -----	IV-7
IV.3 .1 Analisa Fluida Panas -----	IV-7
IV.3.2 Analisa Plat -----	IV-9
IV.3.3 Effectiveness -----	IV-14

V KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan-----	V.1
V.2 Saran-----	V.2

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Perkembangan desain kondensor -----	I-1
Gambar 2.1 Kontur dalam sistem enclosure -----	II-1
Gambar 2.2 Grafik fungsi temperatur terhadap tinggi box pada system enclosure-----	II-2
Gambar 2.3 Grafik fungsi Nusselt Number terhadap tinggi box pada system enclosure -----	II-2
Gambar 2.4 Boundary Laver pada vertical plate dalam system enclosure -	II-3
Gambar 2.5 Grafik kecepatan rata – rata terhadap lebar box dalam system enclosure -----	II-4
Gambar 2.6 Grafik hubungan antara gap ratio dan laju alir massa dengan laju perpindahan panas -----	II-5
Gambar 2.7 Grafik hubungan laju alir massa dan variasi diameter tube dengan laju perpindahan panas -----	II-6
Gambar 2.8 Model perpindahan panas -----	II-7
Gambar 2.9 (a) Gradien temperature pada satu dimensi (b) Tahanan thermal-----	II-8
Gambar 2.10 Efek perpindahan panas konveksi total dan lokal-----	II-9
Gambar 2.11 Mekanisme perpindahan panas -----	II-11
Gambar 2.12 Profil distribusi kecepatan dan temperature-----	II-12
Gambar 2.13 Skema aliran perpindahan panas dalam system enclosure---	II-13
Gambar 2.14 Perpindahan panas melalui plat datar-----	II-15
Gambar 3.1 Skema peralatan eksperimen -----	III-1
Gambar 3.2 Instalasi Pengujian-----	III-2
Gambar 3.3 Termometer Batang -----	III-3
Gambar 3.4 Skema alat penukar panas denan penempatan termokopel ---	III-4
Gambar 3.5 Penempatan Alat Penukar Panas-----	III-4

Gambar 3.6 Tangki Termostatik-----	III-7
Gambar 3.7 Motor Listrik -----	III-8
Gambar 3.8 Flow Meter-----	III-10
Gambar 3.9 Instalasi Digital Thermometer dan selector-----	III-11
Gambar 3.10 Flowchart Eksperimen-----	III-15
Gambar 3.11 Flow chart perhitungan-----	III-17
Gambar 4.1 Grafik laju perpindhan panas -----	IV-7
Gambar 4.2 Grafik distribusi temperature rerata tube-----	IV-9
Gambar 4.3 Grafik distribusi temperatur plat-----	IV-10
Gambar 4.4 Grafik bilangan Ravleigh plat-----	IV-10
Gambar 4.5 Grafik koefisien perpindahan panas konveksi plat-----	IV-12
Gambar 4.6 Grafik laju perpindahan panas plat-----	IV-13
Gambar 4.7 Grafik effektivenes -----	IV-14



DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Urutan perubahan parameter pada eksperimen -----	III-10
Tabel 4.1 Temperatur penukar panas pada berbagai jarak rongga -----	IV-1

KATA PENGANTAR

Dengan menyebut puji syukur kehadirat Allah SWT atas segala rahmat dan hidayahNya sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

"STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH GAP RATIO DAN BEBAN PANAS TERHADAP KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS PADA SUSUNAN TUBE TERTANAM SEPARUH DI DALAM ENCLOSURE "

Penyusunan tugas akhir ini dimaksudkan untuk memenuhi salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar kesarjanaan pada Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih atas segala bantuan dan bimbingannya terutama kepada :

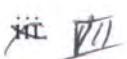
1. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng selaku dosen pembimbing atas didikan, pengajaran, bimbingan, diskusi serta waktu yang diberikan selama penulisan Tugas Akhir ini.
2. Dr.Ir. Djatmiko Ichsan., Ir. Kadarisman dan Ary Bachtiar ST, MT selaku tim penguji sidang Tugas Akhir atas segala masukan dan saran dalam perbaikan Tugas Akhir ini.
3. Dr. Ing. Herman Sasongko selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya.
4. Dr.Ir. Sutardi , DEA selaku dosen wali.

5. Mama dan papa serta kakakku yang telah memberikan dorongan semangat, doa sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
6. Terima kasih kepada Amrul, dan Tripony yang selalu menemani saya dalam suka dan duka pada pengerjaan tugas akhir ini dari awal sampai akhir, dan juga Nunung.
7. Teman – teman Lab perpan yang tidak bosan memberikan masukan masukan sehingga selesaiya tugas akhir ini
8. Teman- teman angkatan “ LJ '02 Genap” yang telah memberikan bantuan pikiran dan dorongan dalam penyelesaian Tugas Akhir .
9. Sahabat sahabatku tercinta, Itong, Uuk, Yoncah, Empal, Padang, Bomphi, dan Baycrut serta Sandi di Jakarta.Thanks guys.
10. Serta semua pihak yang telah berperan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini yang tidak bisa disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa pada tugas akhir ini masih banyak terdapat kekurangan, oleh karena itu penulis mengharapkan berbagai kritik dan saran dari berbagai pihak yang sifatnya membangun. Akhirnya penulis berharap semoga tugas akhir ini memberikan manfaat bagi penulis pribadi, pada khususnya, dan pembaca, pada umumnya, serta nantinya dapat dikembangkan untuk kemajuan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2005

Penulis



BAB I
PENDAHULUAN



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Penukar panas merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk memindahkan energi berupa panas antara dua fluida atau lebih yang berbeda suhunya. Secara umum fluida tersebut terpisah oleh suatu dinding sehingga terjadi perpindahan panas secara konveksi dari masing – masing fluida dan konduksi pada dinding.

Saat ini penukar panas merupakan komponen yang memainkan peranan penting. Hal tersebut ditunjukkan seperti pada sistem refrigerasi yang saat ini telah banyak digunakan baik di industri maupun di rumah tangga. Sebagai contoh adalah pada pemrosesan maupun pengawetan makanan, penyerapan kalor dari bahan – bahan kimia, pengkondisian udara, dan sebagainya.

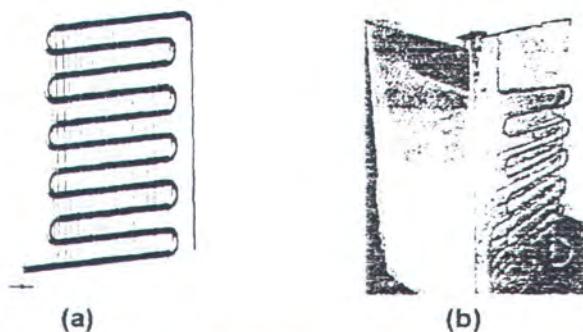
Jenis – jenis penukar panas tersebut dikelompokkan menurut geometri konstruksi dari penukar panas (*tube, plate dan extended Surface*), proses perpindahan (*direct contact dan indirect contact*), serta susunan aliran fluida (*parallel, counter dan cross flow*). Jenis penukar panas tipe pembuluh atau tube banyak diaplikasikan pada sistem refrigerator, salah satunya sebagai kondensor pada sistem refrigerasi yang kecil (lemari es).

Alat penukar panas jenis pembuluh ini bekerja melepas panas secara natural konveksi / konveksi bebas. Perpindahan panas konveksi bebas terjadi bilamana sebuah benda ditempatkan dalam suatu fluida yang temperaturnya lebih tinggi atau lebih rendah dari benda tersebut. Akibat adanya perbedaan temperatur maka panas mengalir antara fluida dan benda tersebut serta mengakibatkan perbedaan rapat jenis lapisan-lapisan fluida di dekat permukaan. Perbedaan rapat jenis menyebabkan fluida yang lebih berat mengalir ke bawah dan fluida yang lebih ringan



akan mengalir keatas. Jika gerakan fluida itu disebabkan hanya oleh gradien suhu maka mekanisme perpindahan panas ini disebut konveksi bebas (free convection). Arus konveksi bebas akan memindahkan energi dalamnya yang tersimpan dalam fluida dengan cara yang pada hakikatnya sama dengan arus konveksi paksa. Namun intensitas gerakan pencampurannya dalam konveksi bebas umumnya lebih kecil, sehingga koefisien perpindahan panasnya lebih kecil daripada koefisien perpindahan panas konveksi paksa.

Desain kondensor sejak pertama kali ditemukan telah mengalami berbagai macam perkembangan dengan tujuan agar semakin baik performa kerja maupun efisiensinya. Kondensor pada refrigerator lama berupa pembuluh berlekuk-lekuk (coil) yang dilengkapi dengan anyaman kawat yang berfungsi sebagai fin. Kondensor tersebut terletak pada bagian belakang refrigerator serta terbuka terhadap udara luar. Pada refrigerator sekarang, kondensor berupa coil pembuluh tanpa fin anyaman kawat. Letak dari kondensor tersebut juga berbeda, yaitu pada sisi samping refrigerator, di dalam rongga yang tertutup oleh isolator (sterofoam) pada sisi dalamnya (pembuluh tertanam separuh pada sterofoam tersebut) dan oleh pelat datar pada sisi luar. Jadi udara luar hanya bersentuhan dengan pelat datar tersebut. Adapun skema dari alat penukar panas kondensor yang digunakan pada lemari es adalah seperti dibawah ini:



Gambar 1.1 Perkembangan desain kondensor (a) Kondensor refrigerator lama.
(b) Kondensor refrigerator sekarang



Berbagai penelitian telah dilakukan untuk menentukan desain optimum dari penukar panas jenis ini. **S. Tieszen dkk.** Melakukan studi eksperimental untuk mengetahui gejala apa saja yang terjadi pada sistem enclosures. Dari studi eksperimental **Arif Wahyudin (2101 109 612)**, dengan memvariasikan jarak rongga pada sistem enclosure dengan susunan kondensor tertanam separuh dalam sterofoam. Dan dari studi eksperimental **Junianto (2198 100 033)**, dengan memvariasikan diameter tube dan laju alir massa fluida panas pada sistem enclosure

Sedangkan pada penelitian ini akan dilakukan studi eksperimental pengaruh aspect ratio dan beban panas terhadap karakteristik perpindahan panas pada susunan tube tertanam separuh pada sterofoam didalam enclosure pada temperatur fluida panas konstan dan dengan $L/D = 3$.

1.2 Permasalahan

Pada desain kondensor refrigerator sekarang yang berupa enclosure, panas dari pembuluh dipindahkan ke udara didalam rongga dan oleh udara tersebut panas diteruskan ke pelat vertikal saja yang selanjutnya dibuang kelingkungan. Sehingga perpindahan panas terjadi antara plat dengan udara sekitar.

Dengan mengatur rasio antar diameter pembuluh terhadap lebar saluran akan diperoleh gap ratio yang menghasilkan laju perpindahan panas maksimum untuk temperatur masuk fluida panas tertentu.

Sedangkan modifikasi $L/D = 5$ menjadi $L/D = 3$ diharapkan karakteristik laju perpindahan panas lebih baik, lebih compact, material yang digunakan lebih sedikit.



1.3 Batasan Masalah

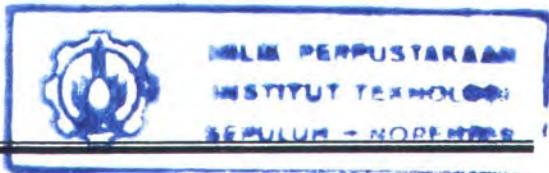
Untuk menghindari kesalahpahaman dan lebih mengarahkan pada pembahasan, maka ditentukan beberapa batasan dengan assumsi sebagai berikut :

1. Temperatur ruang pengujian dalam kondisi tetap.
2. Kondisi yang ada dalam sistem diasumsikan tunak (steady state)
3. Sifat property fluida konstan
4. Perpindahan panas dari penukar panas ke lingkungan dalam sekat secara konveksi bebas dan efek radiasi diabaikan.
5. Geometri penukar panas adalah tetap, hanya dilakukan perubahan kondisi operasi sistemnya saja, yaitu beban panas dan aspect ratio.
6. Fluida kerja dalam tube adalah minyak sebagai fluida sisi panas dan udara sebagai fluida sisi dingin.
7. fluida kerja dalam tube tidak mengalami perubahan fase.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari eksperimen ini adalah untuk :

1. Mengetahui pengaruh perubahan beban panas terhadap laju perpindahan panas penukar panas.
2. Mengetahui pengaruh perubahan aspect ratio terhadap laju perpindahan panas penukar panas
3. Mengetahui pengaruh perubahan beban panas dan aspect ratio terhadap unjuk kerja penukar panas melalui parameter fraksi panas.



1.5 Sistematika Penulisan

Adapun urutan penulisan Tugas Akhir adalah sebagai berikut ini :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini memuat beberapa hal yaitu latar belakang masalah beserta perumusan masalah yang ada, beberapa batasan masalah yang diambil, tujuan yang ingin dicapai serta sistematika penulisan dalam tugas akhir ini.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini membahas tentang penelitian- penelitian terdahulu dan teori dasar yang berhubungan dengan pemasalahan yang ada pada Tugas Akhir ini, antara lain tentang alat penukar panas, perpindahan panas, konveksi bebas, analisa tanpa dimensi.

BAB III METODELOGI PENELITIAN

Bab ini memuat tentang metode dan langkah eksperimen yang digunakan dalam penyusunan Tugas Akhir serta perancangan dan pembuatan alat uji. Disamping itu juga ditunjukkan analisa tanpa dimensi yang dilakukan dan penjelasan detail tentang instalasi pengujian.

BAB IV DISKUSI

Bab ini membahas tentang hasil eksperimen yang telah dilakukan beserta perhitungannya. Kemudian dilakukan analisa dan diskusi dari hasil yang telah diperoleh.



BAB V PENUTUP

Bab ini membahas tentang kesimpulan yang didapatkan dari hasil penelitian serta saran untuk perbaikan dan pengembangan penelitian selanjutnya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

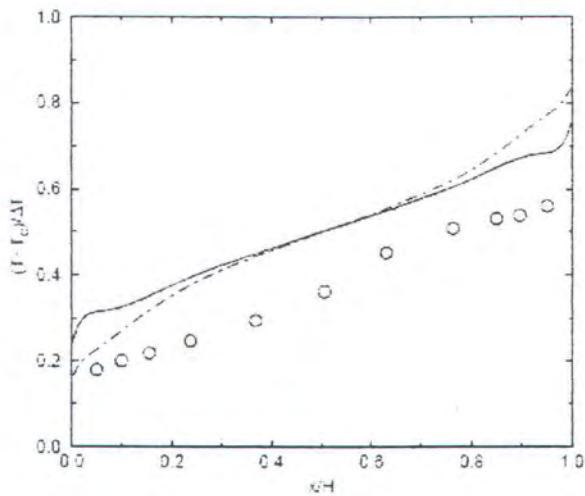
II.1 Penelitian – penelitian Sebelumnya

S. Tieszen dkk. Melakukan studi experimental untuk mengetahui gejala apa saja yang terjadi pada sistem enclosures. Pada percobaan didapat kontur di dalam sistem enclosure seperti gambar dibawah ini.



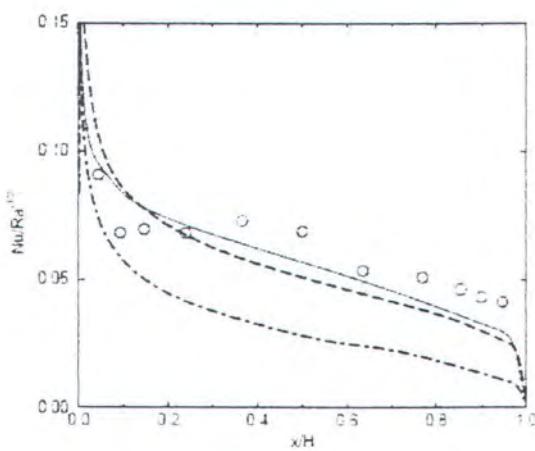
Gambar 2.1 Kontur dalam sistem enclosure

S. Tieszen juga menganalisa bahwa semakin keatas pada sistem enclosures maka perbedaan temperaturnya juga akan semakin rendah. Ini dibuktikan dengan grafik dibawah ini :



Gambar 2.2 Grafik fungsi temperatur terhadap tinggi box pada sistem enclosure

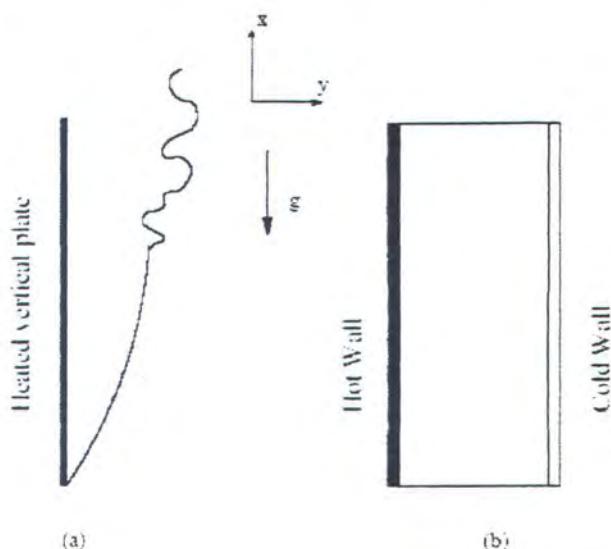
S. Tieszen juga menerangkan dengan grafik bahwa jika semakin keatas pada sistem enclosure maka angka nusselnya semakin turun. Karena angka nusselnya turun, maka koefisien konveksinya juga kecil. Ini berdasarkan rumus $Nu = \frac{h \cdot l}{k}$. Dimana, h = koefisien konveksi. Karena koefisien konveksi kecil, maka perpindahan panas menjadi kecil dan berpengaruh terhadap semakin kecilnya perbedaan temperatur.



Gambar 2.3 Grafik fungsi Nusselt Number terhadap tinggi box pada sistem enclosure



Yang terakhir S. Tieszen menerangkan dengan grafik hubungan antara mean velocity profile dengan lebar pada sistem enclosures. Sebelumnya S. Tieszen menggambarkan skema pada vertical plate boundary layer dan kondisi rectangular box atau sistem enclosure dimana pada sebelah kiri merupakan hot wall dan sisi sebelah kanan adalah cold wall. Lebih jelasnya seperti terlihat pada gambar 2.4 dibawah ini.



Gambar 2.4 Boundary layer pada vertikal plate dalam sistm enclosure

Karena ada pengaruh gesekan maka kecepatan di dekat hot wall kecil, lalu mengalami kenaikan karena adanya pengaruh kenaikan temperatur. Temperatur meningkat, mengakibatkan densitas turun dan mempengaruhi adanya gesekan bouyancy. Makin besar perbedaan temperatur maka perubahan densitas makin kecil, sehingga gerakan bouyancy makin cepat (kecepatan makin besar).

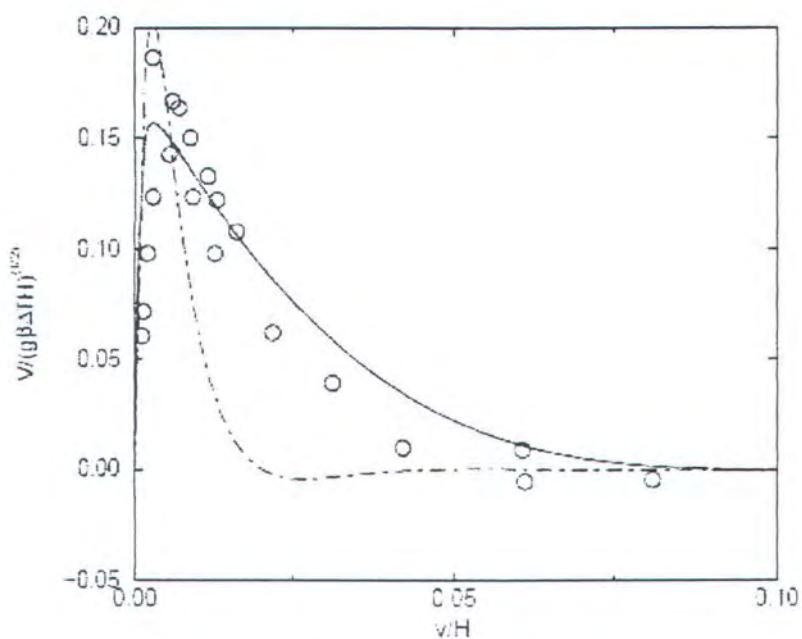
Pada hot wall, karena temperatur tinggi densitasnya semakin kecil sehingga mengakibatkan arah gerakan udara keatas. Hal itu terjadi



karena dipengaruhi gaya bouyancy. Dan di sisi cold wall, karena densitasnya besar maka arah gerakan udaranya ke bawah sehingga terjadi sirkulasi aliran udara dalam enclosure sistem.

Sedangkan pada enclosure bagian tengah, karena perubahan temperaturnya tidak terlalu besar maka perbedaan densitas juga tidak terlalu besar. Sehingga kecepatan pada sisi tengah enclosure kecil sekali.

Lebih lanjut S. Tieszen menggambarkan grafik sebagai berikut:



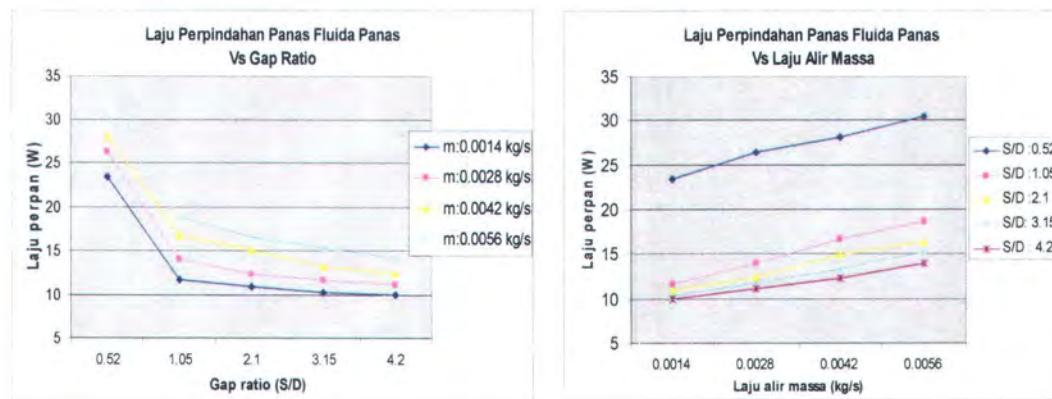
Gambar 2.5 Grafik kecepatan rata-rata terhadap lebar box dalam sistem enclosure

Dari studi eksperimental Arif Wahyudin (2101 109 612), dikembangkan suatu penelitian tentang alat penukar panas yang diletakkan dalam saluran tertutup (enclosure) dimana tubenya tertanam separuh dalam isolator (sterofoam) dan ditutup plat datar pada sisi luarnya, dengan memvariasikan gap ratio (S/D), dan dengan



menggunakan $L/D = 5$ didapat kesimpulan bahwa pada gap ratio yang terkecil yaitu (S/D) = 0,52 mempunyai laju perpindahan panas dari fluida panas lebih tinggi daripada gap ratio (S/D) yang lebih besar. Penambahan gap ratio (S/D) dari 1,05 sampai dengan 4,20 tidak memberikan pengaruh yang berarti pada penurunan laju perpindahan panas fluida panas ataupun pada plat. Dan juga diprooleh kesimpulan bahwa penambahan beban berupa laju aliran massa fluida panas dari 0,0014 kg/s sampai dengan 0,0056 kg/s mempunyai pengaruh meningkatnya laju perpindahan panas dari fluida panas dan juga perpindahan panas dari plat.

Dari hasil pengujian terhadap penukar panas dengan tube tertanam separuh pada styrofoam didalam enclosure dimana dilakukan perubahan terhadap laju alir massa pada 0,0014 kg/s, 0,0028 kg/s dan 0,0042 kg/s ,0,0056 kg/s serta gap ratio (S/D) pada 0,52 ; 1,05 ; 2,10 ; 3,15 dan 4,10 didapat grafik sebagai berikut :



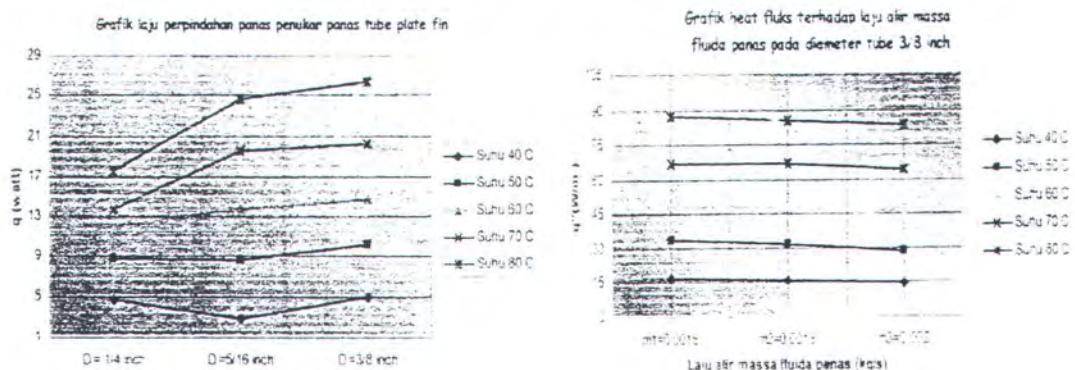
Gambar 2.6 Grafik hubungan antara gap ratio dan laju alir massa dengan laju perpindahan panas

Dari studi eksperimental Junianto (2198 100 033), dengan memvariasi diameter tube didapat kesimpulan bahwa pada diameter



tube terkecil, yaitu 3/8 in memiliki unjuk kerja atau dapat melepas panas lebih baik dari pada kedua desain diameter yang lebih besar (1/4 dan 5/16 inc).

Pengujian dilakukan dengan memvariasikan diameter tube dan laju alir massa fluida panas pada sebuah penukar panas dalam rongga tertutup dengan lima level perubahan temperatur fluida masuk. Dengan diameter tube $\frac{1}{4}$ inch, $\frac{5}{16}$ inch, dan $\frac{3}{8}$ inch sedangkan jarak rongga konstan 20 mm dan laju alir massa fluida panas $m = 0,0015 \text{ kg/s}, 0,0018 \text{ kg/s}, 0,002 \text{ kg/s}$ dengan temperatur udara kamar $T_{\infty} = 28^{\circ} \text{ C}$ pada tekanan 1 atm, diperoleh data sebagai berikut :



Gambar 2.7 Grafik hubungan laju alir massa dan variasi diameter tube dengan laju perpindahan panas

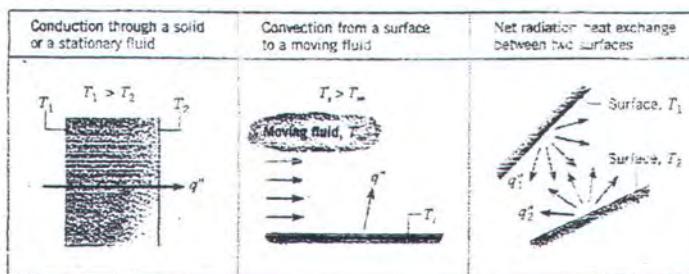
II.2 Dasar Teori

II.2.1. Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas

Apabila pada suatu medium atau antara media terdapat perbedaan temperatur, maka akan terjadi proses perpindahan panas. Jadi perpindahan panas merupakan angkutan energi sebagai akibat adanya



perbedaan temperatur. Perpindahan panas dapat terjadi melalui tiga cara, yaitu : secara konduksi, konveksi, dan radiasi. Pada gambar di bawah ini dapat dilihat gambaran mekanisme perpindahan panas secara konduksi, konveksi, dan radiasi.



Gambar 2.8 Model Perpindahan Panas

II.2.1.1. Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi dapat dianggap sebagai perpindahan energi dari partikel-partikel yang energik ke partikel yang kurang energik dalam suatu zat karena interaksi antara partikel tersebut. Mekanisme perpindahan panas secara konduksi dapat dijelaskan dengan konsep atomic atau aktivitas molekul dalam suatu zat. Tinjau suatu gas antara dua permukaan yang dijaga perbedaan temperaturnya. Diasumsikan bahwa tidak ada gerakan gas secara kolektif (no bulk motion). Temperatur pada setiap titik dapat diidentikkan dengan energi yang disimpan oleh molekul-molekul tersebut. Energi ini terkait dengan gerakan translasi acak, seperti gerakan vibrasi dan gerakan putar molekul-molekul. Pada temperatur yang lebih tinggi berarti energi molekul juga lebih tinggi. Apabila terjadi perpindahan energi dari molekul yang energik ke molekul kurang energik. Dengan adanya gradien temperatur maka akan terjadi

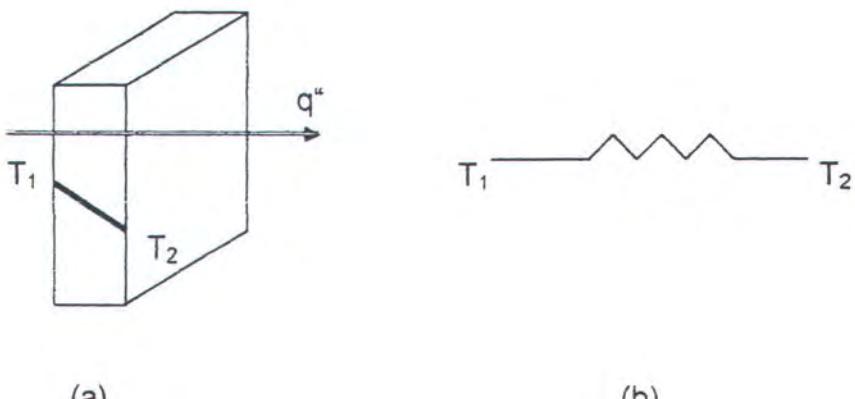
perpindahan energi ke arah temperatur yang lebih rendah. Laju perpindahan panas konduksi dapat dinyatakan sebagai berikut :

dimana : q'' = fluks panas konduksi, $[W/m^2]$

ΔT = perbedaan temperatur pada benda, [K]

k = konduktifitas thermal, [W/m.K]

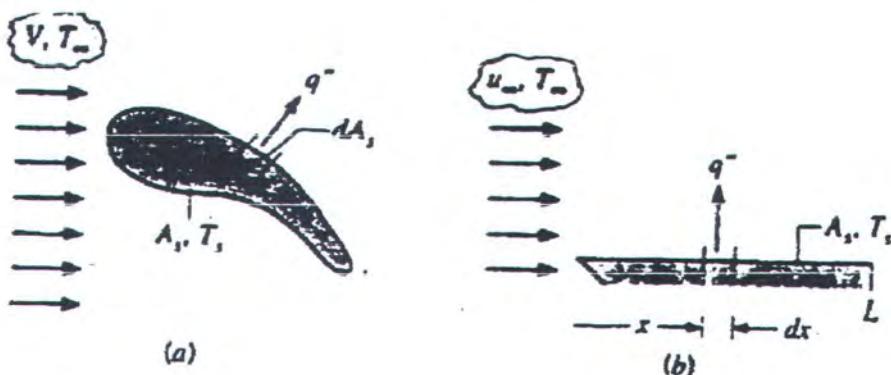
L = panjang benda, [m]



Gambar 2.9 (a) Gradien Temperatur pada Satu Dimensi (b) Tahapan Thermal

II.2.1.2. Perpindahan Panas Konveksi

Konveksi adalah perpindahan energi (panas) yang terjadi antara suatu permukaan (surface) dengan fluida bergerak jika terjadi perbedaan temperatur atau proses perpindahan panas yang disebabkan karena pergerakan molekul acak (difusi) dan pergerakan sevara makroskopis dari fluida.



Gambar 2.10 Efek Perpindahan Panas Konveksi Total dan Lokal

(a) Permukaan Bidang Sembarang (b) Permukaan Pelat Datar

Lokal fluks panas, q'' dijelaskan sebagai berikut ini :

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \quad T_s > T_\infty \quad \dots \dots \dots (2.2)$$

dimana h adalah koefisien konveksi lokal dan karena kondisi bervariasi disetiap titik (harga q'' dan h bervariasi) maka laju perpindahan panas total, q adalah integrasi dari harga fluks lokal disepanjang permukaan :

$$q = \int_{A_0} q'' dA_s = (T_s - T_\infty) \int_{A_0} h dA_s \quad \dots \dots \dots (2.3)$$

didefinisikan \bar{h} adalah koefisien konveksi rerata, maka laju perpindahan panas total adalah :

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad \dots \dots \dots (2.4)$$



Ditinjau dari gerakan fluida konveksi dapat dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. Konveksi bebas (free convection).

Aliran fluida yang terjadi karena gaya bouyancy yang timbul sebagai akibat perubahan density, dimana perbedaan density disebabkan karena adanya perbedaan temperatur pada fluida.

2. Konveksi paksa (forced convection).

Aliran fluida yang mengalir melewati permukaan solid digerakkan oleh suatu mekanisme atau peralatan eksternal (seperti : kipas, blower, pompa).

3. Konveksi kombinasi (combined convection).

Kombinasi antara forced convection dan free convection, yaitu aliran fluida yang terjadi karena digerakkan oleh suatu peralatan eksternal dan pengaruh gaya bouyancy yang timbul yang tidak dapat diabaikan. Hal ini terjadi bila aliran fluida karena konveksi paksa cukup pelan.

II.2.1.3. Perpindahan Panas Radiasi

Radiasi adalah proses perpindahan energi (panas) suatu benda bertemperatur lebih tinggi ke benda yang bertemperatur lebih rendah melalui pancaran gelombang elektromagnetik ke sekitarnya. Perpindahan panas radiasi terjadi tanpa melalui suatu median perantara. Fluks panas diemisikan suatu permukaan dapat dicari dengan persamaan di bawah ini



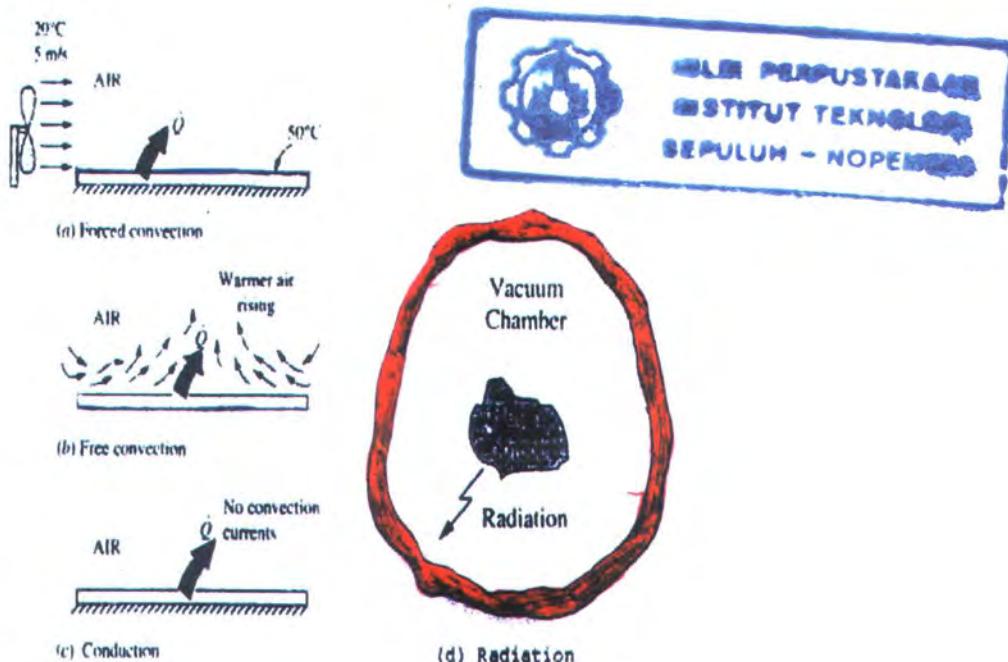
$$q'' = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad \dots \dots \dots \quad (2.5)$$

dimana : ε = emisifitas panas.

σ = konstanta Stefan Boltzman ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^2$).

Biasanya dalam radiasi berlangsung juga konveksi, sebagai fluida rambatan.

Contoh peristiwa konduksi, konveksi dan radiasi dapat dilihat pada gambar berikut ini :



Gambar 2.11 Mekanisme Perpindahan Panas

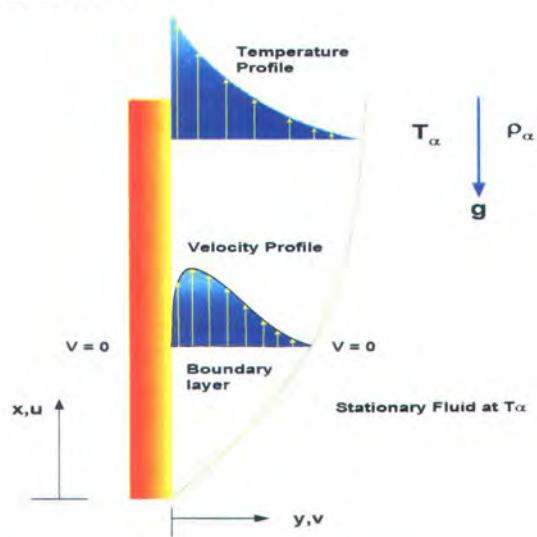
(a) Konveksi Paksa (b) Konveksi Bebas (c) Konduksi (d) Radiasi

II.2.2. Perpindahan Panas Secara Konveksi Natural

Gerakan fluida dalam konveksi natural, baik berupa zat gas maupun zat cair terjadi karena gaya apung (buoyancy force) yang



dialaminya disebabkan densitas fluida di dekat permukaan perpindahan panas berkurang sebagai akibat proses pemanasan. Gaya apung tersebut tidak akan terjadi apabila fluida itu tidak mengalami suatu gaya dari luar seperti gaya gravitasi, meskipun gaya gravitasi bukanlah satu – satunya medan gaya luar yang dapat menghasilkan arus konveksi bebas. Gaya apung yang menyebabkan konveksi bebas itu disebut gaya bodi (body force). Konveksi natural pada permukaan tergantung dari geometri dan orientasinya. Misalnya konveksi yang terjadi pada plat panas vertikal, dimana profil distribusi temperatur dan kecepatan seperti pada gambar 2.6. Kecepatan fluida sama dengan nol pada permukaan (no slip condition) dan diluar boundary layer. Temperatur fluida pada permukaan sama dengan temperatur permukaan dinding dan menurun secara gradual menjadi sama dengan temperatur sekeliling. Untuk kasus pelat dingin vertikal, bentuk profil kecepatan dan temperatur sama dengan pelat panas tetapi arah aliran kebawah.



Gambar 2.12 Profil Distribusi Kecepatan dan Temperatur



II.2.3 Alat Penukar Panas

Berdasarkan eksperimen yang dilakukan, maka alat penukar panas yang digunakan adalah tipe pembuluh yang berlekuk-lekuk meyerupai koil seperti pada kondenser lemari es. Pembuluh tersebut tertanam separuh pada sebuah sterofoam vertikal yang berfungsi sebagai penyekat agar panas tidak mengalir ke bagian dalam lemari es. Selain itu sterofoam juga berfungsi sebagai pengikat/dudukan bagi pembuluh. Pembuluh tersebut diletakkan didalam sebuah saluran dengan lebar tertentu dan pada sisi yang berhadapan dengan pembuluh adalah berupa pelat datar vertikal.



Gambar 2-13 Skema penukar panas



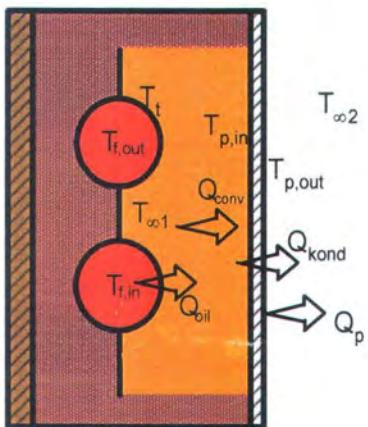
Cara kerja penukar panas tersebut adalah secara konveksi bebas.

Karena perbedaan temperatur antara pembuluh dengan udara disekelilingnya, dimana temperatur pembuluh lebih tinggi daripada temperatur udara, maka terjadi perbedaan densitas udara antara udara disekitar pembuluh dengan udara bebas yang temperaturnya lebih rendah. Udara dengan temperatur yang lebih tinggi akan bergerak keatas sedangkan udara luar akan masuk kedalam saluran melalui bagian bawah saluran menggantikan udara yang bergerak naik. Begitu seterusnya secara kontinyu.

Panas dari pembuluh, selain ditransfer ke udara didalam saluran juga ditransfer ke pelat datar sehingga temperatur pelat juga akan lebih tinggi daripada temperatur udara sekitar. Pada permukaan pelat ini juga terjadi konveksi bebas. Udara yang berada didekat pelat akan memiliki temperatur yang lebih tinggi daripada udara bebas sehingga densitasnya rendah. Perbedaan densitas dengan udara bebas ini juga akan menggerakkan udara keatas, sama seperti yang terjadi pada udara disekitar pembuluh.

II.2.4. Perpindahan Panas Dalam Sistem Enclosure

Aliran perpindahan panas yang terjadi didalam sistem enclosures dapat ditunjukkan pada gambar 2.7 di bawah ini :



Gambar 2.14 Skema Aliran Perpindahan Panas Dalam Enclosure

Sehingga persamaan kesetimbangan energi yang terjadi pada sistem diatas adalah sebagai berikut :

dimana : q_{oli} = laju perpindahan panas oli, [W]

\dot{q}_{pelat} = laju perpindahan panas sisi pelat, [W]

Laju perpindahan panas yang terjadi pada sisi oli yang mengalir didalam penukar panas dapat diformulasikan sebagai berikut :

dimana : q_{oli} = laju perpindahan panas sisi oli, [W]

m_{oli} = laju aliran massa oli, [kg]

$C_p \text{ oli} = \text{panas jenis spesifik oli berdasarkan tekanan konstan, [J/kg.K]}$

$T_{oli,in}$ = temperatur oli masuk penukar panas, [K]

$T_{oli,out}$ = temperatur oli keluar penukar panas, [K]

Sedangkan laju perpindahan panas secara konveksi natural yang terjadi pada sisi pelat ke udara bebas dapat diformulasikan sebagai berikut :

dimana : \dot{q}_{pelat} = laju perpindahan panas sisi pelat, [W]

\bar{h} = koefisien rata-rata perpindahan panas secara konveksi, $[W/m^2 \cdot K]$

A_p = luas permukaan perpindahan panas pelat, [m²]

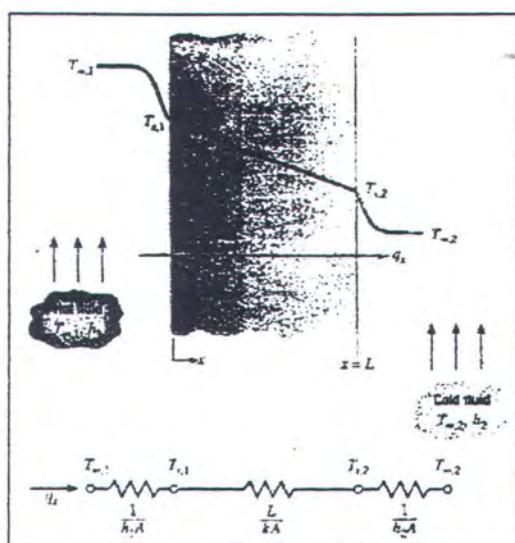
$\bar{T}_{s,2}$ = temperatur rata-rata pelat bagian luar, [K]

$T_{\infty,2}$ = temperatur udara luar, [K]



II.2.5. Perpindahan Panas Pada Pelat Datar Vertikal

Berdasarkan gambar 2.7 diatas, aliran perpindahan panas didalam enclosure diawali dengan perpindahan panas secara konveksi dari koil ke udara yang terjebak didalam enclosure, selanjutnya terjadi perpindahan panas secara konduksi dari sisi pelat bagian dalam ke sisi pelat bagian luar dengan kondisi satu arah perpindahan panas (satu dimensi) dan steady state, kemudian diteruskan dengan perpindahan panas secara konveksi dari sisi pelat bagian luar ke udara bebas.



Gambar 2.15 Perpindahan Panas Melalui Plat Datar

(a) Distribusi Temperatur (b) Sirkuit Thermal Ekvivalen

Dengan demikian perpindahan panas yang terjadi pada sisi pelat dapat diselesaikan melalui persamaan kesetimbangan energi pada sisi pelat sebagai berikut :



$$\dot{q}_{\text{pelat}} = \dot{q}_{\text{konv}(T_{\infty,1} - T_{s,1})} = \dot{q}_{\text{kond}(T_{s,1} - T_{s,2})} = \dot{q}_{\text{konv}(T_{s,2} - T_{\infty,2})} \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana \dot{q}_{pelat} = laju perpindahan panas pada sisi pelat,

: [W]

$\dot{q}_{\text{konv},(T_{\infty,1} - T_{s,1})}$ = laju perpindahan panas dari udara didalam saluran vertikal tertutup ke sisi pelat bagian dalam secara konveksi, [W]

$\dot{q}_{\text{kond},(T_{s,1} - T_{s,2})}$ = laju perpindahan panas dari sisi pelat bagian dalam ke sisi pelat bagian luar secara konduksi, [W]

$\dot{q}_{\text{konv},(T_{s,2} - T_{\infty,2})}$ = laju perpindahan panas dari sisi pelat bagian luar ke udara luar secara konveksi, [W]

Sehingga perpindahan panas pada sisi pelat dapat digunakan persamaan berikut ini :

$$\dot{q}_{\text{pelat}} = \dot{q}_{\text{konv}(T_{s,2} - T_{\infty,2})} = \bar{h} \cdot A_p \cdot (\bar{T}_{s,2} - T_{\infty,2}) \dots\dots\dots(2.5)$$



dimana h = koefisien perpindahan panas secara konveksi
: rata – rata, [W/m².K]

A_p = luas permukaan perpindahan panas pelat, [m²]

$T_{s,2}$ = temperatur pelat bagian luar, [K]

$T_{p,2}$ = temperatur udara luar, [K]

Kemudian untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas secara konveksi berlaku hubungan berikut ini :

$$\overline{Nu}_{L_p} = \frac{\bar{h} \cdot L_p}{k} \quad \dots \dots \dots \quad (2.6)$$

dimana : \overline{Nu}_{L_p} = bilangan Nusselt

k = konduktivitas thermal udara, [W/m.K]

L_p = panjang pelat, [m]

Dimana untuk perpindahan panas secara konveksi bebas, bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilangan Rayleigh. Churchill dan Chu telah merekomendasikan sebuah korelasi yang dapat diterapkan pada seluruh rentang Ra_{L_p} sebagai berikut :

$$\overline{Nu}_{L_p} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_{L_p}^{\frac{1}{4}}}{1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{2}{5}}} \right\}^2 \quad \dots \dots \dots \quad (2.7)$$

dimana : Ra_{Lp} = bilangan Rayleigh

$$Pr = \text{bilangan Prandlt} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Sedangkan persamaan bilangan Rayleigh adalah sebagai berikut ini :

$$Rat_p = \frac{g \cdot L_p^3 \cdot \beta (\bar{T}_{s,2} - T_{\infty,2})}{v \cdot a} \quad \dots \dots \dots (2.8)$$

dimana : g = percepatan gravitasi, [m/s^2]

β = koefisien ekspansi thermal volumetric udara = $1 / T$,

[K⁻¹]

ν = viskositas kinematik udara, [m^2/s]

α = diffusivitas thermal udara, [m^2/s]

II.2.6. Effectiveness

Unjuk kerja suatu penukar panas dapat ditinjau dari harga effectiveness-nya. Semakin besar harga effectiveness-nya, maka penukar panas tersebut semakin baik dalam melepaskan panas karena jumlah panas aktual yang bisa dipindahkan semakin mendekati jumlah panas maksimum yang mungkin dapat dipindahkan oleh penukar panas tersebut . Dimana effectiveness suatu penukar panas didefinisikan sebagai perbandingan antara laju perpindahan panas sebenarnya (aktual) dengan laju perpindahan panas maksimum (teoritis) dari penukar panas tersebut, sesuai dengan persamaan di bawah ini :

dimana : ε = effectiveness

q_{akt} = laju perpindahan panas sebenarnya (aktual), [W]

q_{maks} = laju perpindahan panas maksimum (teoritis), [W]

Untuk mendefinisikan besarnya panas maksimum yang mungkin dapat dipindahkan maka terlebih dahulu mendefinisikan laju kapasitas panas (C) yaitu sebagai berikut :

dimana : C_c = laju kapasitas panas sisi dingin, [W/K]

C_h = laju kapasitas panas sisi dingin, [W/K]

Bilamana :

Sehingga laju perpindahan panas maksimum (teoritis) adalah :



dimana : C_{min} = laju kapasitas panas paling minimum antara C_c dan C_h

Maka persamaan effectiveness berubah menjadi :

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_{akt}}{\dot{q}_{maks}} = \frac{\dot{q}_{oli}}{C_{min}(T_{oli,in} - T_{c,out})} \quad \dots \dots \dots \quad (2.15)$$

dimana : $T_{h,in}$ = temperatur oli masuk penukar panas , [K]

$T_{h,out}$ = temperatur oli keluar penukar panas , [K]

$T_{c,in}$ = temperatur udara masuk, [K]

$T_{c,out}$ = temperatur udara keluar, [K]

BAB III

METODOLOGI

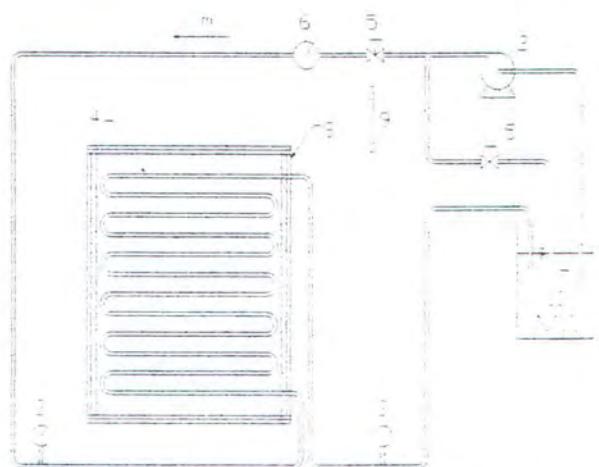


BAB III

METODOLOGI

III.1 Peralatan Eksperimen

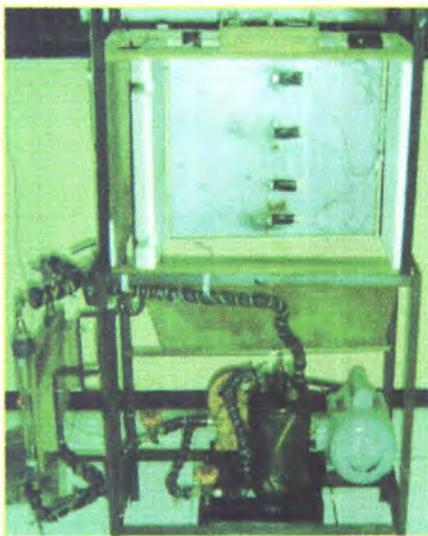
Instalasi pengujian yang digunakan, digambarkan pada skema dibawah ini



Gambar 3.1. Skema peralatan eksperimen

Keterangan :

- | | |
|-----------------------|-------------------------|
| 1. Tangki termostatik | 6. Flowmeter |
| 2. Pompa minyak | 7. Oil |
| 3. Pressure gage | 8. Kotak penukar panas |
| 4. Pembuluh | 9. Termometer |
| 5. Valve | 10. Koil pemanas minyak |



Gambar 3-2 instalasi pengujian

Adapun peralatan dan bahan yang diperlukan untuk melakukan eksperimen adalah sebagai berikut :

1. Alat penukar panas dengan tube kondensor terletak di tengah didalam saluran vertikal.
2. Pelat datar vertikal yang terbuat dari seng.
3. Tangki termostatik, sebagai penampung dan pemanas oli sebelum dialirkan.
4. Flowmeter, untuk mengukur laju aliran massa oli yang mengalir.
5. Pompa, untuk mensirkulasikan aliran oli.
6. Katup, untuk mengatur laju aliran massa (mass flow rate).
7. Pipa-pipa penghubung aliran (pipa instalasi).
8. Termometer, untuk mengukur temperatur udara dalam ruangan (T_{∞}).

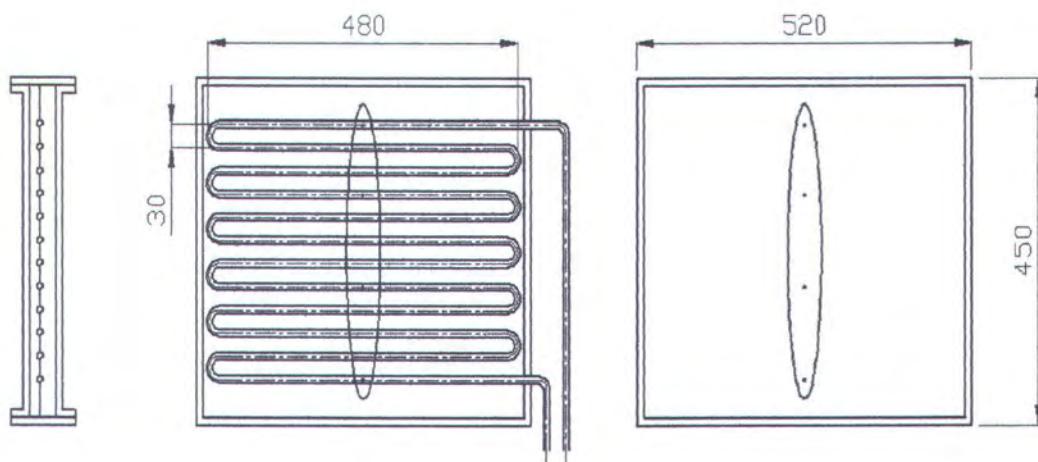


9. Termokopel, untuk mengukur temperatur permukaan pembuluh (T_t), pelat (T_p), temperatur udara (T_{ud}) dan temperatur oli di dalam pembuluh (T_{oil}).
10. Fluida kerja, menggunakan minyak pemindah panas jenis Thermo Oil B.
11. Ruangan berisolasi dan terkondisi tetap.

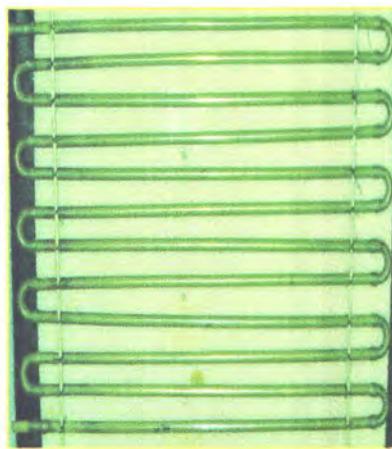
Dari gambar 3.1 dapat diperlihatkan prinsip kerja dari peralatan eksperimen sebagai berikut: Fluida panas (thermo oil B) dipanaskan dalam tangki termostatik (1) dengan menggunakan koil pemanas (10). Dari tangki ini minyak dialirkan ke alat penukar panas (8) oleh pompa (2). Besarnya laju aliran massa diukur oleh flowmeter (6). Untuk mengatur laju aliran massa minyak digunakan katup (5). Termokopel digunakan untuk mengukur temperatur permukaan tube (T_t), Pelat (T_p), udara (T_{ud}) dan temperatur minyak di dalam pembuluh (T_f). Temperatur udara di ruangan diukur dengan menggunakan termometer (9).



Gambar 3-3 Termometer batang



Gambar 3.4. Skema alat penukar panas dengan penempatan termokopel



Gambar 3-5 Penempatan alat penukar panas

Penukar panas terdiri dari pembuluh tembaga berdiameter 3/8 inchi dengan 12 laluan. Lebar laluan tiap-tiap laluan adalah 480 mm. Jarak tiap-tiap laluan (pitch) adalah 30 mm. Lebar saluran adalah 500 mm dengan tinggi 430 mm. Bagian belakang saluran dan kedua sisi samping vertikalnya diisolasi dengan menggunakan sterofoam.



Untuk mengukur temperatur digunakan termokopel tipe T yang dihubungkan dengan temperatur display setelah melewati selektor 12 channel. Terdapat dua titik pengukuran pada oli, empat titik pada pembuluh, empat titik pada pelat dan dua titik pada udara dalam saluran. Titik pengukuran oli adalah pada temperatur sebelum dan sesudah masuk penukar panas. Pada pembuluh titik pengukuran adalah pada tengah-tengah laluan pertama, keempat, kedelapan dan keduabelas. Titik pengukuran pada pelat adalah se-elevasi dengan titik-titik pengukuran pada pembuluh. Sedangkan pada udara dilakukan pengukuran pada bagian tengah saluran masuk dan keluar. Sedangkan untuk mengukur temperatur udara bebas digunakan termometer.

III.2. Karakteristik Fluida Panas dan Dingin

Pada penukar panas ini fluida sisi panas mengalir di dalam pembuluh, sedangkan fluida sisi dingin mengalir di dalam saluran dan pada sisi luar pelat vertikal.

III.2.1. Fluida Panas

Minyak pemindah panas (heat transfer oil) yang digunakan dalam penelitian ini adalah jenis Shell Thermia Oil B. Minyak jenis ini adalah minyak pemindah panas kualitas tinggi yang memiliki ketahanan oksidasi yang sangat baik, direkomendasikan untuk digunakan sebagai media pemindah panas pada sistem peralatan pemindah panas tertutup yang



bekerja pada temperatur bulk sampai dengan 320°C . Shell Thermia Oil B memiliki kekentalan yang relatif rendah dengan karakteristik suhu dan viskositas yang baik untuk menjamin koefisien perpindahan panas yang tinggi. Beberapa keunggulan yang dimiliki oleh Shell Thermia Oil B adalah:

1. Memiliki karakteristik suhu dan viscositas yang baik, dapat digunakan sampai dengan temperatur bulk 320°C
2. Memiliki kestabilan oksidasi yang baik, sehingga dapat digunakan dalam waktu yang lama tanpa terjadi oksidasi yang berlebihan.
3. Memiliki tekanan uap yang relatif rendah.
4. Tidak bersifat korosif.

Adapun karakteristik dari Shell Thermia Oil B adalah :

- Specific gravity pada $15/40\text{ C}$: 0.850
- Kinematic viscosity, pada 40°C , eST : 24.4
 100°C , eST : 4.5
- SAE Viscosity Grade : 22
- Viscosity Index : 102
- Colour ASTM : 0.5
- Flash Point (COC), $^{\circ}\text{C}$: 204
- Pour Point, $^{\circ}\text{C}$: -15



III.2.2. Fluida Dingin

Penukar panas ini diaplikaskan pada kondisi konveksi bebas dengan udara luar berfungsi sebagai fluida pendingin pada tekanan 1 atm dengan karakteristik ($T_f = 27^0 \text{ C} = 300 \text{ K}$) sebagai berikut :

- Densitas : 1.11 kg/m^3
- Viskositas absolut : $1.9225 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$
- Viskositas kinematik : $1.73198 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtl : 0.7
- Konduktivitas panas : 0.0276
- Koefisien ekspansi termal : 0.00314
- Difusivitas termal : $2.4725 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

III.3. Peralatan dan Alat Ukur

Peralatan dan alat ukur yang terpasang pada instalasi pengujian terdiri sebagai berikut :

1. Tangki fluida panas

Direncanakan untuk bekerja pada tekanan 1 atm.



Gambar 3-6 Tangki termostatik



2. Motor listrik

- Model : Single Phase
- Tipe : JX1A-4
- Merk : SEM
- Putaran : 1450 rpm
- Daya : $\frac{1}{2}$ HP
- Input Voltage : 110/220 VAC 50 Hz
- Ampere : 8,4/4,2 A



Gambar 3-7 Motor listrik

3. Pompa fluida panas

- Tipe : Gear pump
- Merk : SEN
- Putaran : 1450 rpm



4. Sistem pemanas (Heating element dan thermocontrol)

Sistem pemanas berfungsi untuk mengatur temperatur kerja fluida panas yang terdiri dari elemen pemanas, thermocontrol dan termokopel.

a. Thermocontrol

- Jenis : Micro-controller
- Merk : Fuji Electric
- Tipe : PXR-4
- Range : -150 s/d 400⁰ C
- Supply voltage : 240 VAC
- Supply ampere : 15 VAC, 50/60 Hz
- Sensor input type : T type

b. Termokopel

- Tipe : T type
- Merk : Fluke
- Buatan : USA
- Range : -199 s/d 200⁰ C

c. Heating element

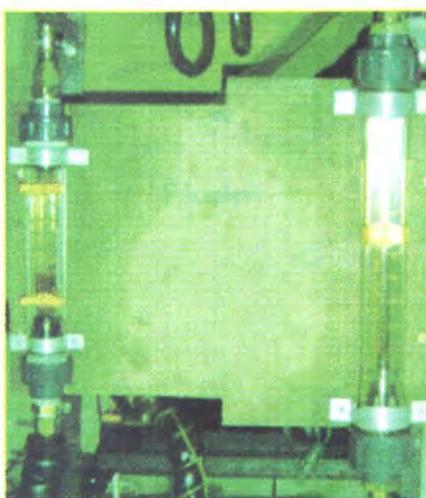
- Daya : 1000 watt
- Input voltage : 220 volt
- Merk :
- Buatan : China



5. Alat ukur laju aliran massa (Flow meter)

Alat ukur laju aliran massa fluida di dalam pembuluh yang digunakan dalam instalasi uji coba ini adalah :

- Jenis : Rotameter
- Buatan : TecFluid Instrumentation, Spanyol.
- Model No : C312 – 0100
- Tipe Float : AC (Piramid).
- Flow Range : 10 – 100 l/h
- Akurasi : $\pm 10\%$
- Tekanan Max : 15 bar.
- Range suhu : 0 – 100°C



Gambar 3-8 Flow meter

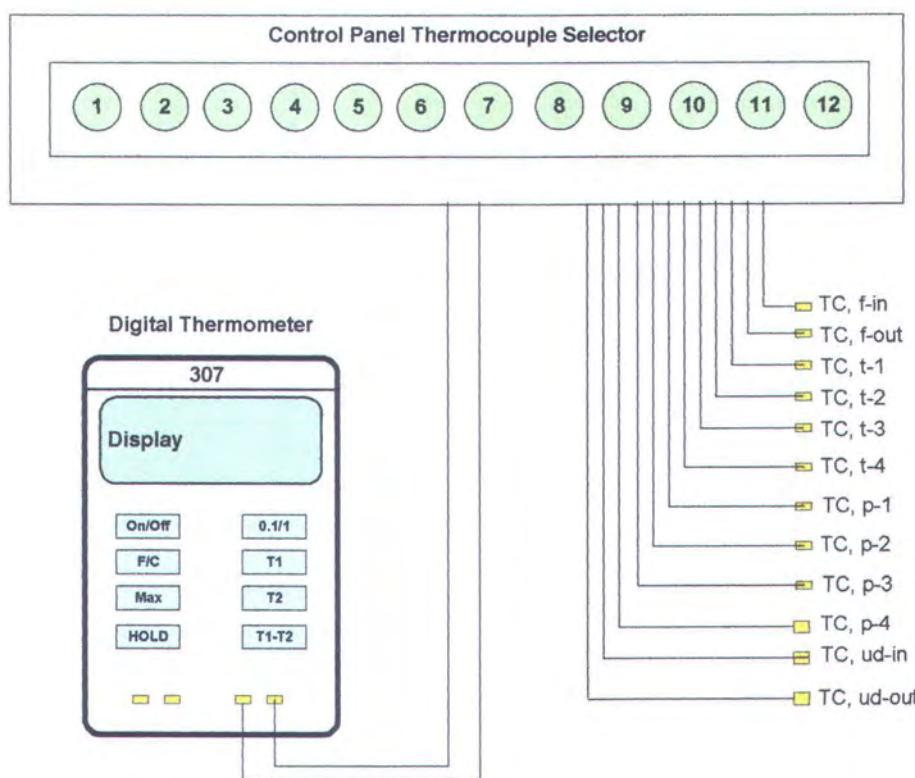
6. Alat Ukur Temperatur (digital thermometer)

Pengukuran temperatur pembuluh, pelat dan temperatur fluida di dalam pembuluh menggunakan termokopel yang sama.



Termokopel dihubungkan dengan digital thermometer sehingga pembacaan temperatur dapat dilihat secara langsung pada display.

- Tipe : PXR-4
- Merk : Fuji Electric
- Buatan : Jepang
- Range : -150 s/d 400 C



Gambar 3-9 Instalasi Digital thermometer dan selector

III.4 Prosedur Eksperimen

Urutan langkah – langkah yang dilakukan dalam pelaksanaan eksperimental adalah seperti berikut ini :



1. Mempersiapkan semua peralatan dan perlengkapan yang diperlukan.
2. Membuat instalasi eksperimental heat exchager dengan memasang peralatan – peralatan yang telah disiapkan.
3. Memasukkan oli Thermo B dalam reservoir thermostatic.
4. Mengecek ada tidaknya kebocoran pada pompa yaitu dengan mengoperasikan pompa untuk mengalirkan oli dalam keadaan dingin dengan laju aliran tertentu, selanjutnya pompa dimatikan kembali jika pengecekan sudah selesai dilakukan.
5. Memanaskan oli dengan menghidupkan heater pada reservoir thermostatic.
6. Pompa dihidupkan untuk mengalirkan fluida yang sudah dipanaskan.
7. Mengatur temperatur oli pada reservoir thermostatic untuk memperoleh temperatur oli masuk heat exchanger ($T_{oli,in}$) yaitu sebesar $70^{\circ} C$ dan menunggu sampai kondisi steady diperoleh.
8. Mengatur beban panas yang masuk ke pembuluh, yaitu dengan mengatur laju aliran massa oli (m_{oli}) sebesar 0.0014 kg/dt ($Ra^* = 9,4 \times 10^3$) dan menunggu sampai kondisi steady diperoleh.
9. Mengatur jarak saluran (x) antara sterofoam dengan pelat yaitu sebesar 20 mm .
10. Melakukan pengambilan data : temperatur oli keluar ($T_{oli,out}$) dan temperatur oli masuk ($T_{oil,in}$), temperatur rata-rata pembuluh (T_t), temperatur pelat bagian luar ($T_{s,2}$), dan temperatur udara masuk ($T_{ud,in}$) serta temperatur udara keluar ($T_{ud,out}$).



11. Mengulangi langkah 9 dengan mengatur jarak saluran (x) antara sterofoam dengan pelat yaitu sebesar 30 mm, 40 mm, dan 50 mm.
12. Mengulangi langkah 8 –11 dengan melakukan perubahan beban panas dalam Rayleigh modifikasi (Ra^*), yaitu 9400, 19000, 28000, 38000.

Tabel 3-1 Urutan perubahan parameter pada eksperimen

Ra^*	1200				2300				3500				4700			
x (mm)	20	30	40	50	20	30	40	50	20	30	40	50	20	30	40	50
S/D	2,099	3,150	4,199	5,249	2,099	3,150	4,199	5,249	2,099	3,150	4,199	5,249	2,099	3,150	4,199	5,249

III.5 Data Percobaan

Data yang dapat diambil dari percobaan ini adalah :

- T_f, in : Temperatur fluida panas masuk penukar panas
 T_f, out : Temperatur fluida panas keluar penukar panas
 Ra^* : Rayleigh modifikasi
 $T_{ud, \text{in}}$: Temperatur udara masuk saluran vertikal
 $T_{ud, \text{out}}$: Temperatur udara keluar saluran vertikal
 $T_{plat, 1}$: Temperatur plat posisi 1
 $T_{plat, 2}$: Temperatur plat posisi 2
 $T_{plat, 3}$: Temperatur plat posisi 3
 $T_{plat, 4}$: Temperatur plat posisi 4
 $T_t, 1$: Temperatur tube posisi 1
 $T_t, 2$: Temperatur tube posisi 2



$T_t, 3$: Temperatur tube posisi 3

$T_t, 4$: Temperatur tube posisi 4

T_∞ : Temperatur udara sekeliling (ruangan)



Tabel Pengambilan Data

Tanggal :
Gap Ratio (S/D) : 2,1 / 3,15 / 4,2 / 5,25 (*)
Rayleigh modifikasi (Ra*) : 1200 / 2300 / 3500 / 4700 (*)
Suhu fluida panas masuk : 70 °C
Suhu ruangan : 28 °C

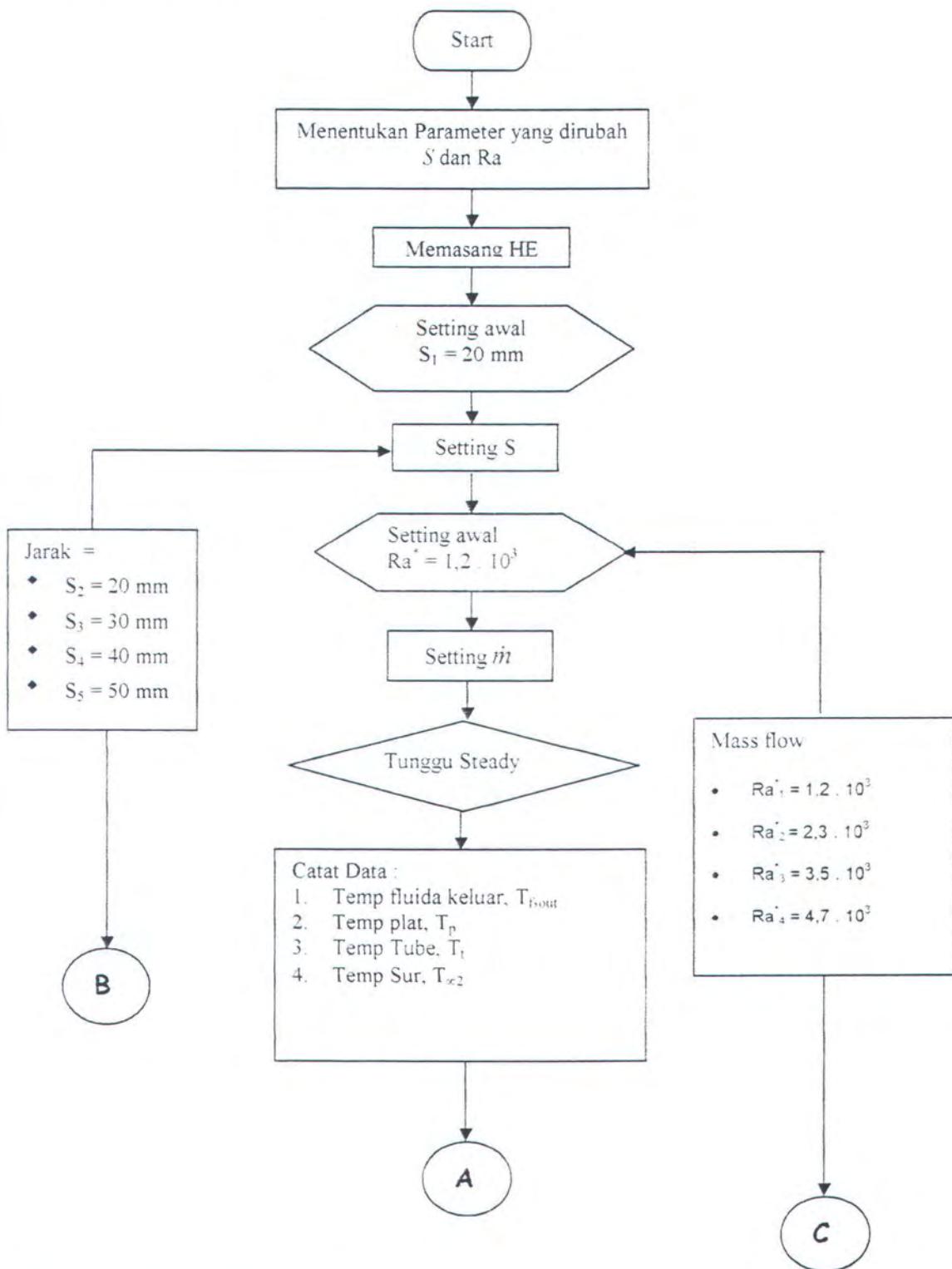
Tabel Rancangan Penelitian

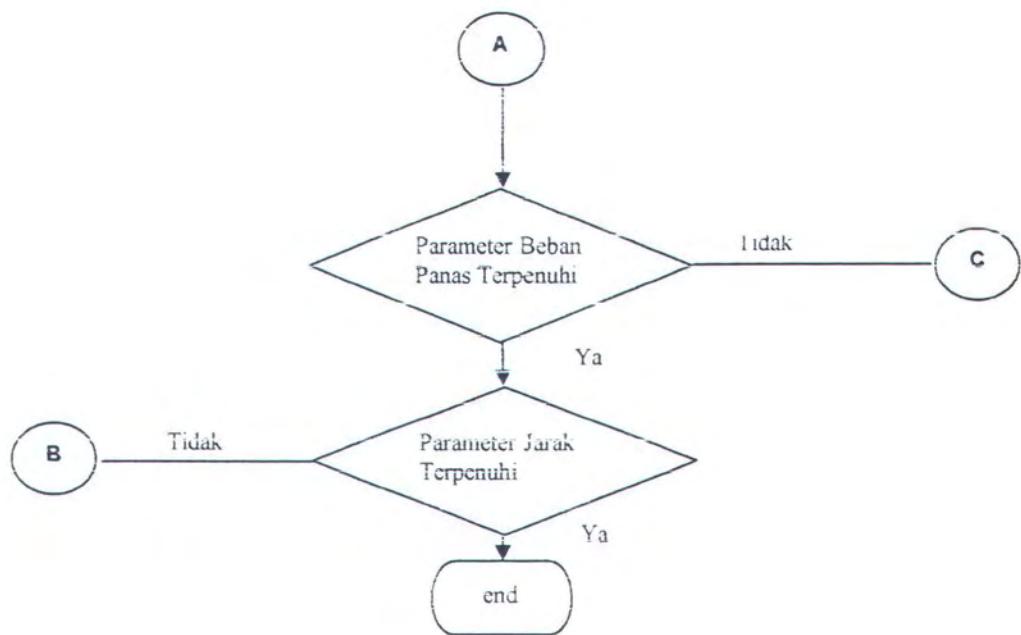
No	Tf,in	Tf,out	Tt1	Tt2	Tt3	Tt4	Tp1	Tp2	Tp3	Tp4	Tsur
1											
2											
3											
$T_{rata-rata}$											
T_{actual}											

(*) Coret yang tak perlu



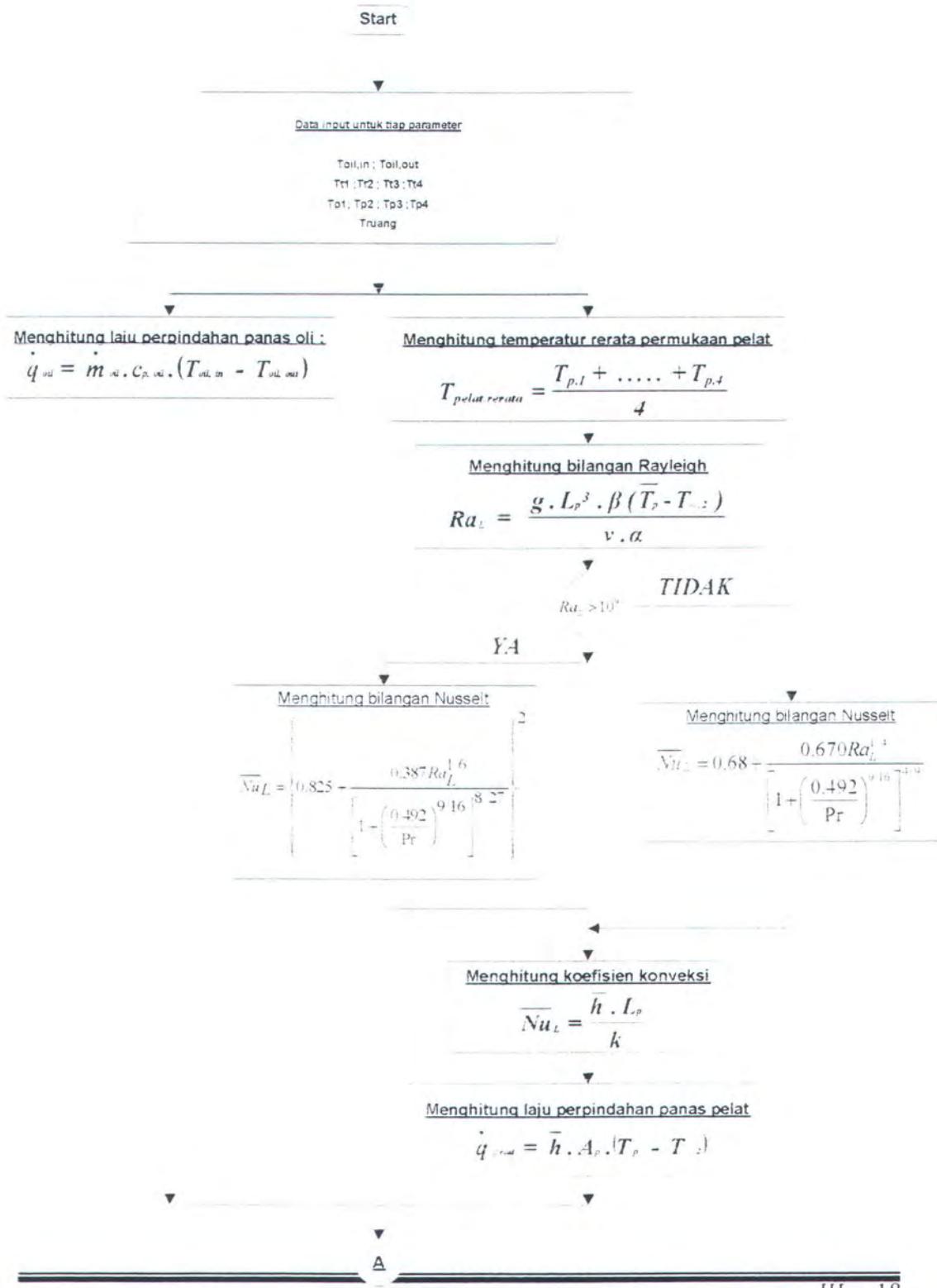
III.6 Flowchart Eksperimen

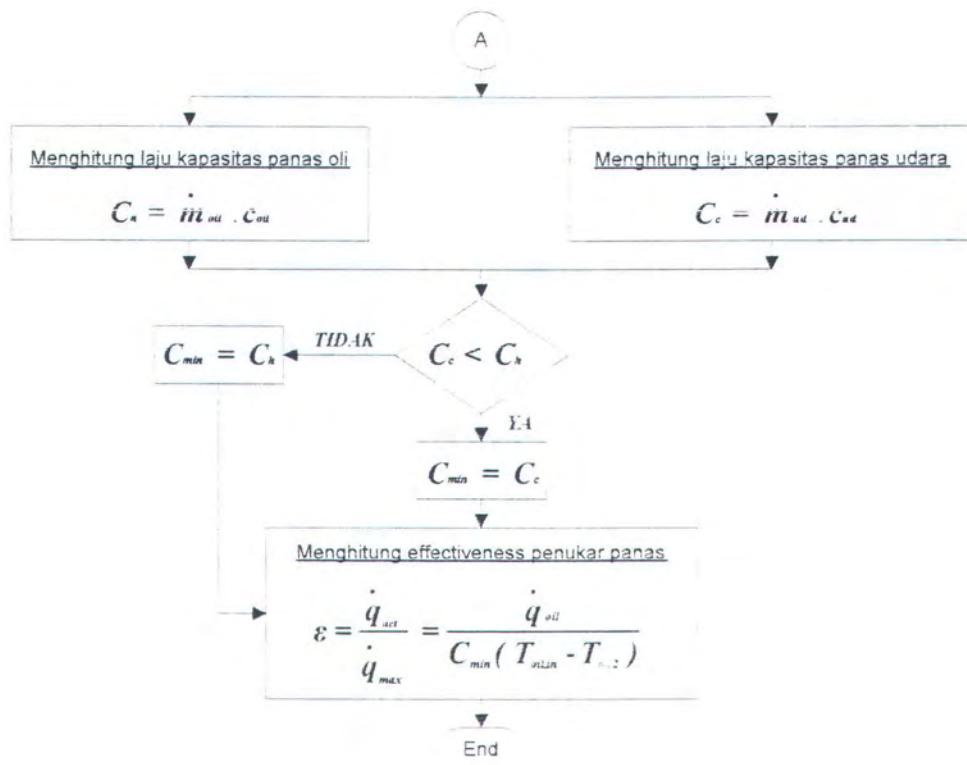






III.7 Flowchart Perhitungan





BAB IV

HASIL PENELITIAN DAN DISKUSI



BAB IV

HASIL PENELITIAN DAN DISKUSI

IV.1 Data Hasil Pengujian

Pengujian dilakukan dengan memvariasikan gap rasio (S/D) dimana S merupakan jarak rongga dari isolator ke plat dan D merupakan diameter tube dan laju aliran massa fluida panas. Dengan variasi gap ratio (S/D) yaitu 2,10; 3,15; 4,20; 5,25 dan variasi beban panas: $1,2 \times 10^3$; $2,3 \times 10^3$; $3,5 \times 10^3$; $4,7 \times 10^3$

Pengambilan data dilakukan setelah sistem dalam kondisi steady . Kondisi steady tercapai apabila temperatur dan laju alir massa tidak lagi mengalami fluktuasi yang cukup berarti atau konstan.

Dengan temperatur kamar dan tekanan 1 atm, diperoleh data sebagai berikut :

Tabel 4.1 Temperatur penukar panas pada berbagai beban panas.

Gap Ratio (S/D)	Check Point Temperatur (C)										
	Tf in	Tf out	T Sur	T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	66.8	28	54.7	49.9	48.4	47.5	36.0	36.8	38.2	40.3
3.15	70	67.1	28	67.1	54.7	50.1	51.0	35.3	36	37.8	39.5
4.2	70	67.5	28	67.5	54.8	50.2	51.4	33.4	35.2	36.3	49.5
5.25	70	67.6	28	67.6	54.9	50.3	51.7	32.0	33.7	35.6	38.3



Ra* = 2300

Ratio (S/D)	Tf in	Tf out	T Sur	Check Point Temperatur (C)							
				T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	67.0	28	54.7	50.7	50.0	49.5	36.4	38.0	39.1	41.1
3.15	70	67.5	28	54.8	51.4	50.2	49.6	35.6	36.4	37.9	40.0
4.2	70	67.8	28	54.9	51.5	50.5	49.6	35.4	36.0	37.1	38.4
5.25	70	68.3	28	55.0	51.7	50.7	49.7	34.5	35.5	36.8	37.7

Ra* = 3500

Ratio (S/D)	Tf in	Tf out	T Sur	Check Point Temperatur (C)							
				T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	68.0	28	54.7	51.0	50.4	49.7	37.0	38.2	40.6	41.5
3.15	70	68.3	28	54.9	51.8	50.7	50.0	36.8	37.1	38.3	40.8
4.2	70	68.7	28	55.0	52.1	50.8	50.1	35.9	37.0	37.9	39.9
5.25	70	68.8	28	55.0	52.2	50.1	50.3	35.1	36.5	37.0	38.4

Ra* = 4700

Ratio (S/D)	Tf in	Tf out	T Sur	Check Point Temperatur (C)							
				T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	68.3	28	54.8	51.2	50.6	50.0	38.5	39.9	41.2	42.6
3.15	70	68.5	28	54.9	51.5	50.7	50.3	37.0	38.1	40.4	41.1
4.2	70	68.8	28	54.9	51.8	51.0	50.4	36.3	37.4	39.9	40.7
5.25	70	68.9	28	55.1	52.0	51.2	50.5	35.8	36.6	38.8	39.1





IV.2. Contoh Perhitungan

Contoh Perhitungan dilakukan pada alat penukar panas dengan gap ratio (S/D) = 2.1 dan beban panas = 1200

Data input :

$T_{f,in}$	= 70°C	$T_{f,out}$	= 66.8°C
$T_{t,1}$	= 54.7°C	$T_{t,2}$	= 49.9°C
$T_{t,3}$	= 48.4°C	$T_{t,4}$	= 47.5°C
$T_{p,1}$	= 40.0°C	$T_{p,2}$	= 40.7°C
$T_{p,3}$	= 42.1°C	$T_{p,4}$	= 44.2°C
T_{sur}	= 28°C		

- Menghitung panas yang dilepas oleh fluida panas (oil) :

$$q_{oil} = \dot{m}_{oil} \cdot C_p \cdot (T_{f,in} - T_{f,out})$$

Dimana :

$$\dot{m}_{oli} = 0.0014 \text{ kg/s}$$

$$C_p = 2082.43 \text{ (J/kg K)}$$

Maka :

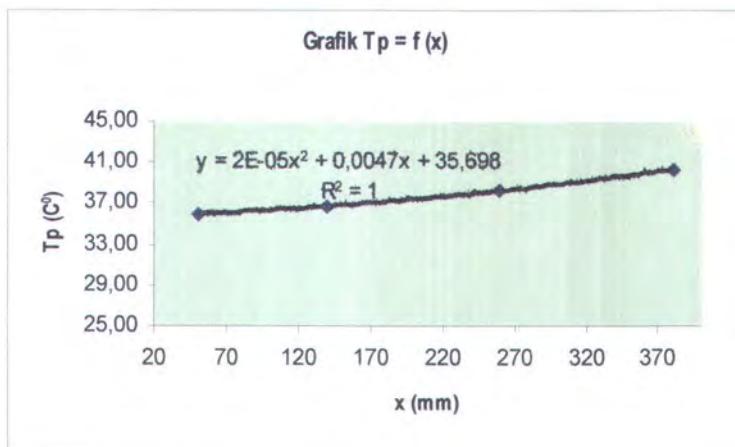
$$q_{act} = (0.0014 \text{ kg/s}) \cdot (2082.43 \text{ J/kg K}) \cdot (343 - 339.8) \text{ K}$$

$$= 8.3292864 \text{ W}$$



- Menghitung laju perpindahan panas dari plat ke udara sekeliling :

Menghitung temperatur pelat rata-rata



Persamaan distribusi temperatur pelat

$$T_p(x) = 2 \cdot 10^{-5} x^2 + 0,0047x + 35,698$$

Temperatur rata-rata pelat

$$T_p = \frac{1}{L} \int_0^L T_p(x) dx$$
$$T_p = \frac{1}{650} \int_0^{430} 2 \cdot 10^{-5} x^2 + 0,0047x + 35,698 = 41,79 [^\circ\text{C}]$$

Temperatur sekeliling :

$$T_{sur} = 28 ^\circ\text{C}$$

Temperatur film :

$$T_f = \frac{\bar{T}_p + T_{sur}}{2} = \frac{41,79 + 28}{2} = 34,90 ^\circ\text{C} = 307,90 \text{ K}$$



Maka didapatkan koefisien ekspansi :

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{307.90} = 0.003248$$

Panjang karakteristik : $L = 0,43 \text{ m}$

Dari tabel properties fluida dingin (udara) didapatkan :

$$\text{Diffusivitas thermal } (\alpha) = 23,67 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Viskositas kinematik } (v) = 16,68 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Bilangan Prandtl } (\text{Pr}) = 0,706$$

$$\text{Koefisien konduktifitas thermal } (k) = 26,88 \cdot 10^{-3} \text{ W/m K}$$

- Maka didapatkan bilangan Rayleigh :

$$Ra = \frac{g L^3 \beta \Delta T}{v \alpha} = \frac{g L^3 \beta (T_p - T_{sur})}{v \alpha} = \frac{(9,81) \cdot (0,43)^3 \cdot (0,003268) \cdot (37.94 - 28)}{(16,49 \cdot 10^{-6}) \cdot (23,38 \cdot 10^{-6})} =$$

$$= 88461987.04$$

- Bilangan Nusselt :

$$Nu_L = \left[0,825 + \frac{0,378 Ra_L^{1/6}}{\left\{ 1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{1/6} \right\}^{8/27}} \right]^2 = 50,533142$$

- Koefisien konveksi perpindahan panas :

$$\bar{h} = \frac{Nu k}{L} = \frac{50,533142 \times 0,02688}{0,43} \frac{(W / mK)}{(m)} = 3,159406 \frac{W}{m^2 K}$$



- Laju perpindahan panas dari plat ke sekeliling :

$$q_{plat} = h A (T_p - T_{\infty,2})$$

$$= 3,159406 \frac{(W)}{m^2 K} \times 0,215(m^2) \times (314,79 - 301)(K) = 8,21624 \text{ W}$$

- Menghitung kerugian panas

$$\text{Losses} = \left(1 - \frac{Q_{plat}}{Q_{act}} \right) \times 100\% \\ = \left(1 - \frac{8.21624}{8.3292864} \right) \times 100\% \\ = 0,012 \%$$

- Effectiveness

$$\varepsilon = \frac{q_{act}}{q_{maks}} = \frac{q_{oil}}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{\infty,2})}$$

dimana :

$$C_{\min} = m_{ud} \cdot C_{pud} = \frac{h_p \cdot A_p \cdot (T_p - T_{\infty,2})}{(T_p - T_{\infty,2})} = 0,6279 \frac{W}{K}$$

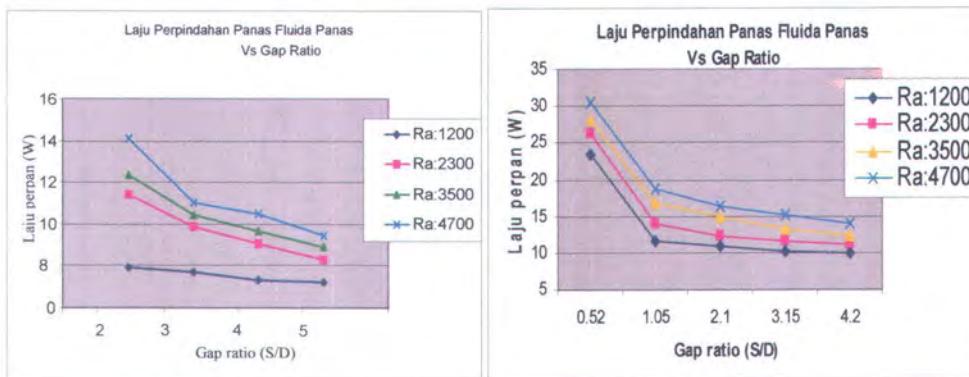
Jadi :

$$\varepsilon = \frac{8.3292864(W)}{0,6279 \frac{W}{K} (343 - 301)(K)} = 0,35376$$



IV.3.1 Analisa Fluida Panas

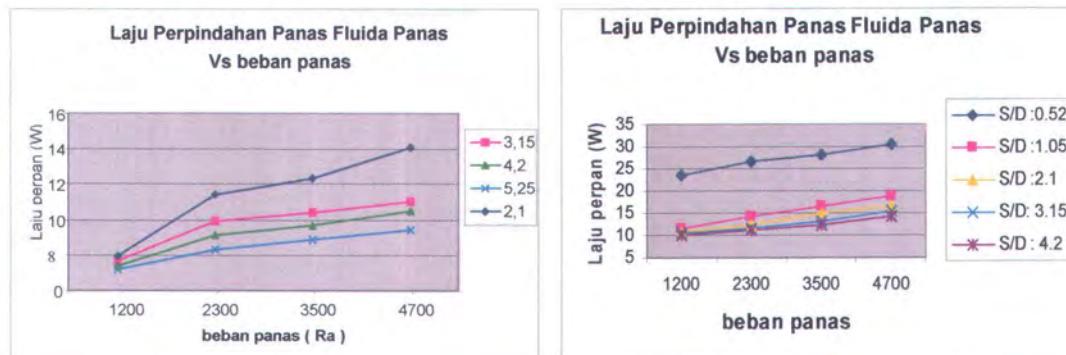
Pada setiap perubahan gap ratio (S/D) dan laju alir massa, data yang diambil berupa data temperatur.



$L/D = 3$

$L/D = 5$

(a)



$L/D = 3$

$L/D = 5$

(b)

Gambar 4-1 Grafik laju perpindahan panas

Dari gambar 4.1 dapat di lihat bahwa dengan $L/D = 5$ menunjukkan laju perpindahan panas minyak yang lebih baik daripada $L/D = 3$. Hal ini



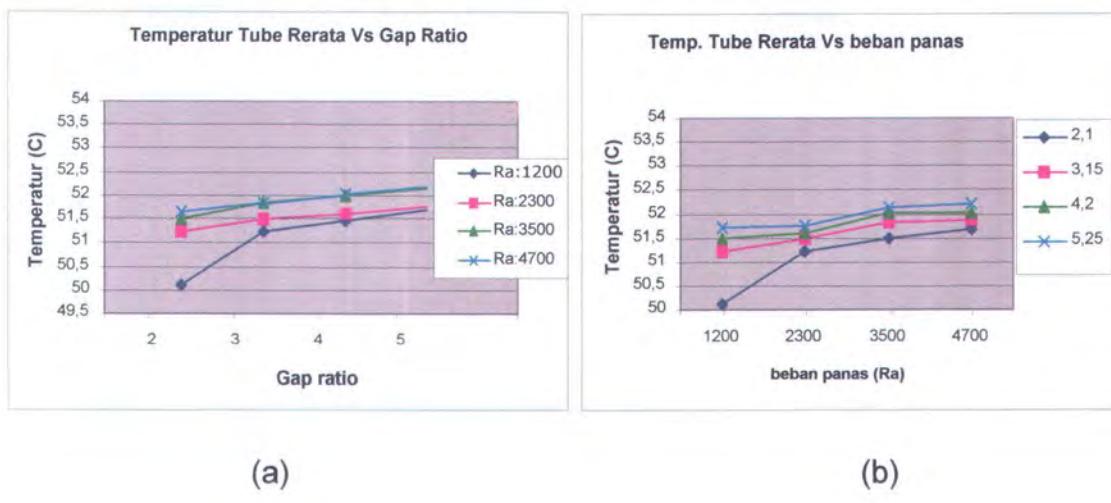
Dari gambar 4.1 dapat di lihat bahwa dengan $L/D = 5$ menunjukkan laju perpindahan panas minyak yang lebih baik daripada $L/D = 3$. Hal ini terjadi karena $L/D = 5$ luas permukaan tube yang di lewati oleh aliran udara lebih luas. Sehingga pengaruh jarak antar silinder mempengaruhi karakteristik aliran dan perpindahan panas di sekitar silinder.

Pada gambar 4.1 dapat dilihat untuk penambahan gap ratio (S/D) dari 2.1 sampai 5.25, laju perpindahan panas fluida mengalami penurunan sedangkan penambahan beban panas akan menaikkan laju perpindahan panas fluida. Dengan semakin kecil jarak rongga atau gap ratio (S/D) kecil memungkinkan udara mengalir di dalam enclosure mengalami kecepatan yang relatif lebih tinggi sehingga koefisien konveksi antara tube dengan udara enclosure meningkat, sehingga mempunyai kemampuan melepas panas yang tinggi dibandingkan pada jarak rongga yang lebih besar dan penambahan jarak rongga tidak lagi mempunyai pengaruh yang berarti.

Pada gambar 4.1.b menunjukkan bahwa perpindahan panas aktual (Q_{aktual}) yang terjadi semakin besar seiring dengan kenaikan laju alir massa (m). Pada kenaikan laju aliran massa fluida panas, fluida panas akan mengalir lebih lambat di dalam penukar panas. Hal tersebut ditunjukkan dengan selisih antara temperatur fluida masuk (T_{fin}) dengan fluida keluar ($T_{f,out}$) dari oil cenderung lebih kecil dibandingkan dengan beban yang kecil. Sehingga semakin cepat aliran fluida yang dialirkan maka sebanding dengan perpindahan panas yang terjadi sesuai rumus :



Analisa pada masing-masing laju alir massa terlihat bahwa semakin besar laju alir massa maka perpindahan panas actual (Q_{aktual}) akan semakin tinggi untuk setiap gap ratio (S/D). Pada perumusan diatas, pada kenaikan laju alir massa maka terjadi kenaikan juga pada temperatur keluaran oli ($T_{f,out}$) tetapi kenaikan laju alir massa lebih signifikan dibandingkan kenaikan temperatur keluaran oli sehingga perpindahan panas aktualnya akan semakin besar.



(a)

(b)

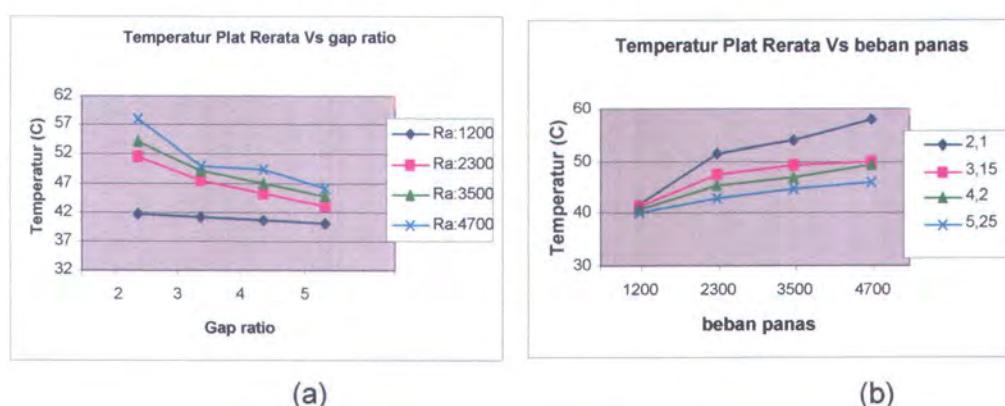
Gambar 4.2. Grafik distribusi temperatur rerata tube

Pada gambar 4.2 (a) dan (b) dapat dilihat untuk penambahan gap ratio (S/D) dari 2.1 sampai 5.25, temperatur tube mengalami kenaikan sedangkan penambahan laju alir massa juga akan menaikkan temperatur tube. Pada gap ratio yang kecil kecepatan udara dalam enclosure lebih tinggi sehingga temperatur udara dalam enclosure lebih panas karena banyak menerima panas dari tube sehingga temperatur tube mengalami penurunan

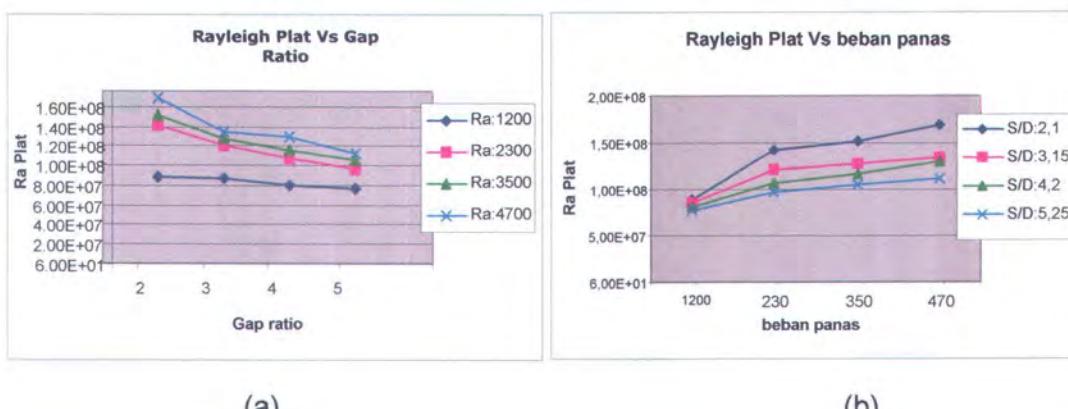


IV.3.2 Analisa Plat

Data eksperimen menunjukkan untuk jarak rongga yang sempit atau gap ratio yang kecil temperatur plat rata – rata lebih tinggi dibandingkan dengan jarak rongga yang besar, begitu pula untuk beban yang besar, hal ini dapat dilihat pada gambar 4.3 (a) dan (b). Dengan temperatur plat yang lebih tinggi maka beda temperatur plat dengan temperatur udara sekeliling yang akan menjadi lebih besar. Beda temperatur yang besar ini memungkinkan terjadinya aliran fluida udara yang lebih tinggi karena gaya bouyancy atau gaya apung yang terjadi besar. Hal ini dapat dilihat pada gambar 4.4 (a) dan (b).



Gambar 4.3. Grafik Distribusi Temperatur Plat



Gambar 4.4. Grafik Bilangan Rayleigh Plat



Harga bilangan Rayleigh menunjukkan tingkat gaya bouyancy, dimana semakin besar bilangan Rayleigh maka gaya bouyancy-nya menjadi semakin besar pula, dan berlaku juga sebaliknya bahwa semakin kecil bilangan Rayleigh maka gaya bouyancy-nya menjadi semakin kecil pula. Gaya bouyancy yang besar akan menyebabkan efek turbulensi fluida yang semakin besar sehingga pencampuran udara yang mengalir pada sekitar permukaan pelat juga semakin besar.

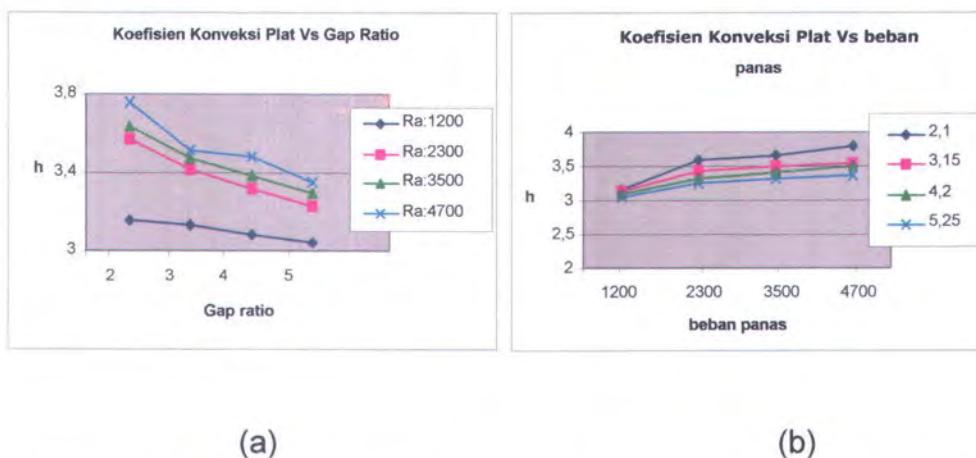
Pada gambar 4.4 (a) tampak bahwa untuk setiap laju alir massa fluida (moil) yang konstan, maka harga bilangan Rayleigh akan semakin turun dengan semakin bertambahnya aspect ratio (S/D). Hal ini terjadi karena dengan semakin bertambahnya aspect ratio untuk laju alir massa fluida yang konstan, maka temperatur pelat rata – rata akan semakin turun sehingga mengakibatkan beda temperatur pelat dengan temperatur lingkungan luar menjadi semakin turun yang menunjukkan tingkat gaya bouyancy-nya semakin kecil. Hal ini sesuai dengan persamaan bilangan Rayleigh berikut ini :

$$Ra_{L_p} = \frac{g \cdot L_p^3 \cdot \beta (\bar{T}_{s,2} - T_{\infty,2})}{\nu \cdot \alpha}$$

Pada gambar 4.4 (b) tampak bahwa untuk setiap aspect ratio (S/D) yang konstan, maka harga bilangan Rayleigh akan semakin turun dengan semakin bertambahnya laju alir massa fluida (moil). Hal ini terjadi karena dengan semakin bertambahnya laju alir massa fluida untuk aspect ratio yang konstan, temperatur pelat rata-rata akan semakin naik yang mengakibatkan beda temperatur pelat dengan temperatur lingkungan luar

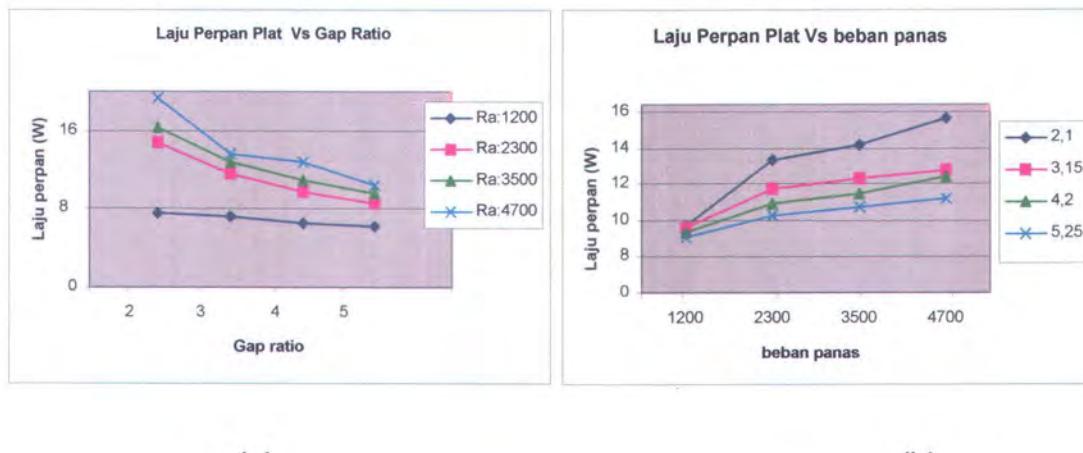


menjadi semakin naik pula dimana hal ini akan mengakibatkan harga bilangan Rayleigh menjadi semakin naik yang menunjukkan tingkat gaya bouyancy-nya semakin besar. Hal ini sesuai dengan persamaan bilangan Rayleigh diatas.



Gambar 4.5. Grafik koefisien perpindahan panas konveksi plat

Koefisien konveksi perpindahan panas menunjukkan kemampuan fluida dalam memindahkan panas. Pada gambar 4.5. dapat dilihat bahwa penambahan gap ratio (S/D) akan menurunkan koefisien perpindahan panas konveksi plat, sedangkan penambahan laju alir massa akan menaikkan koefisien perpindahan panas konveksi plat. Pada gap rasio terkecil (S/D) mempunyai gaya buoyancy dan Nusselt yang besar sehingga menyebabkan efek turbulensi fluida yang semakin besar sehingga pencampuran udara yang mengalir pada sekitar permukaan plat juga semakin besar, hal ini yang menyebabkan koefisien konveksi perpindahan panas menjadi besar. Pada penambahan beban dengan gap ratio yang tetap, koefisien perpindahan panas plat akan mengalami peningkatan.



(a)

(b)

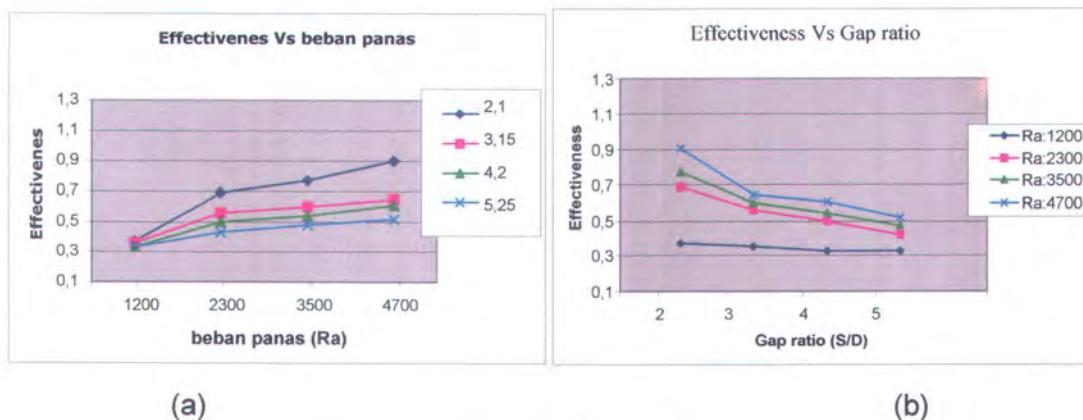
Gambar 4.6. Grafik laju perpindahan panas plat

Kemampuan memindahkan panas yang baik pada plat dengan jarak rongga yang kecil, maka laju perpindahan panaspun akan lebih besar. Gambar 4.6 menunjukkan bahwa dengan penambahan gap ratio (S/D) akan menurunkan laju perpindahan panas plat, sedangkan penambahan laju alir massa akan menaikkan laju perpindahan panas.

Kemampuan menyerap panas ditunjukkan dengan tingginya koefisien konveksi perpindahan panas pada gap rasio (S/D) yang kecil dan akan menurun pada gap rasio (S/D) yang besar. Kenaikan laju aliran massa fluida panas menyebabkan temperatur plat meningkat sehingga beda temperatur antara plat dengan udara sekeliling lebih tinggi dibandingkan dengan pada laju aliran massa fluida panas yang kecil. Prosentase atau bagian panas yang dipindahkan melalui plat pun akan cenderung meningkat.



IV.3.3 Effectiveness



Gambar 4.7. Grafik effectiveness

Unjuk kerja suatu penukar panas dapat ditinjau dari harga efectivennes-nya. Semakin besar harga efectivennes-nya, maka penukar panas tersebut semakin baik dalam melepaskan panas karena jumlah pana aktual yang bisa dipindahkan semakin mendekati jumlah panas maksimum yang mungkin dapat dipindahkan oleh penukar panas tersebut.

Pada gambar 4.7 (a) untuk setiap laju alir massa fluida (moil) yang konstan, tampak bahwa dengan bertambahnya aspect ratio (S/D) maka harga effectivennes menjadi berkurang. Hal ini terjadi karena harga effectivennes menunjukkan kemampuan penukar panas untuk melepas panas, Dimana dengan bertambahnya aspect ratio untuk setiap laju alir massa mengakibatkan harga laju perpindahan panas fluida menurun dan harga Cmin relatif semakin turun pula tetapi penurunan laju perpindahan panas fluida lebih dominan dibanding penurunan Cmin sehingga menyebabkan harga effectivennes menjadi berkurang pula, hal ini sesuai dengan persamaan dibawah ini :



$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_{akt}}{\dot{q}_{maks}} = \frac{\dot{q}_{oli}}{C_{min}(T_{olin} - T_{x,2})}$$

Sedangkan pada gambar 4.7 (b) untuk setiap aspect ratio (S/D) yang konstan, tampak bahwa dengan bertambahnya laju alir massa fluida (moil) maka harga effectivennes menjadi bertambah. Hal ini terjadi karena harga effectivennes menunjukkan kemampuan penukar panas untuk melepas panas. Dimana dengan bertambahnya laju alir massa fluida untuk setiap aspect ratio mengakibatkan harga laju perpindahan panas fluida meningkat dan harga Cmin relatif semakin naik pula tetapi kenaikan laju perpindahan panas fluida lebih dominan dibanding kenaikan Cmin sehingga menyebabkan harga effectivennes menjadi meningkat pula, hal ini sesuai dengan persamaan diatas.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

Dari hasil pengujian terhadap penukar panas dengan tube tertanam separuh pada styrofoam didalam enclosure dimana dilakukan perubahan terhadap beban panas sebesar 1200, 2300, 3500, dan 4700, dengan gap ratio (S/D) pada 2,10; 3,15; 4,20 dan 5,25 kemudian dilakukan analisa, maka penulis menarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada laju alir massa fluida yang sama, semakin besar gap ratio akan dihasilkan laju perpindahan panas fluida yang semakin kecil.
2. Pada gap ratio yang sama, semakin besar laju alir massa fluida akan dihasilkan laju perpindahan panas fluida yang semakin besar.
3. Pada sistem enclosure, laju perpindahan panas pelat sebanding dengan laju perpindahan panas fluida.
4. Penambahan lebar rongga akan menurunkan unjuk kerja (effectiveness) dari penukar panas, untuk laju alir massa fluida yang sama.
5. Penambahan laju alir massa fluida akan meningkatkan unjuk kerja (effectiveness) dari penukar panas, untuk lebar rongga yang sama.
6. Laju perpindahan panas fluida dan laju perpindahan panas pelat, serta effectiveness terendah diperoleh pada beban panas terkecil ($Ra = 1200$) dengan gap ratio = 5,25



7. Laju perpindahan panas oli dan laju perpindahan panas pelat, serta effectivennes tertinggi diperoleh pada beban panas terbesar ($Ra = 4700$) dengan gap ratio = 2,10.

V.2 Saran

Pelepasan panas dari fluida panas yang tinggi terjadi pada jarak rongga yang kecil. Untuk itu perlu dilakukan penelitian lebih lanjut pada variasi jarak rongga guna mengetahui pengaruh perpindahan panas dari fluida panas yang optimum.

Dari hasil eksperimen penambahan beban berupa laju aliran massa fluida panas menyebabkan laju perpindahan panas fluida panas cenderung mengalami kenaikan. Dalam hal ini tidak ditemukan kondisi yang optimum, sehingga penelitian lebih lanjut diperlukan pada variasi pembebanan yang lebih banyak.

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. **Frank P. Incropera, David P. Dewitt**, Fundamentals of Heat & Mass Transfer, 4th Ed, John Wiley & Sons, USA, 1996.
2. **Yunus A. Chengel**, Heat Transfer A Practical Approach, McGraw-Hill, New York 1998.
3. **Adrian Bejan**, Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1993
4. **S.Tieszen, A.Ooi, P.Durbin, and M.Behnia**, Modelling of Natural Convection Heat Transfer, Journal of Heat Transfer vol 124.
5. **Kreith, F, and Prijono, A**, Prinsip – prinsip perpindahan panas, edisi ke tiga Airlangga, Jakarta, 1986.
6. **Holman, J.P, and Jasjfi, E**, Perpindahan kalor, edisi ke empat, Airlangga, Jakarta, 1994.
7. **Putut Djatmiko**, Studi Experimental Pengaruh Gap Rasio dan Mass Flow Rate Terhadap Unjuk Kerja dari Penukar Panas Jenis Pembuluh diletakkan di Tengah dalam Enclosure.
8. **Brian Kartika Paksi**, Studi Experimental Pengaruh Gap Rasio dan Temperatur Masuk Fluida Panas Terhadap Unjuk Kerja Penukar Panas Jenis Pembuluh Tertanam Separuh pada Sterofoam Dalam Saluran Vertikal.
9. **Junianto**, Studi Experimental Pengaruh Perubahan Diameter Tube dan Laju Alir Massa Fluida Panas Terhadap Unjuk Kerja Penukar Panas dalam Rongga Tertutup.
10. **Arif Wahyudin**, Studi Experimental Pengaruh Gap Rasio dan Beban Panas Terhadap Unjuk Kerja Heat Exchanger Susunan Setengah Tube dalam Enclosure.
11. **Prabowo**, Combined Forced and Natural Convection Heat Transfer from Tube Banks in Cross Flow.
12. **Febrianto Suryo N**, Studi Experimental Pengaruh Beban Panas dan Jarak Pelat Terhadap Unjuk Kerja Penukar Panas Jenis Pembuluh dan Kawat (Pw/Lw = 0,029) dalam Rongga Tertutup.

LAMPIRAN



Data Experimen

$Ra^* = 1200$

Gap Ratio (S/D)	Check Point Temperatur (C)										
	Tf in	Tf out	T Sur	T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	66.8	28	54.7	49.9	48.4	47.5	36.0	36.8	38.2	40.3
3.15	70	67.1	28	67.1	54.7	50.1	51.0	35.3	36	37.8	39.5
4.2	70	67.5	28	67.5	54.8	50.2	51.4	33.4	35.2	36.3	49.5
5.25	70	67.6	28	67.6	54.9	50.3	51.7	32.0	33.7	35.6	38.3

$Ra^* = 2300$

Gap Ratio (S/D)	Check Point Temperatur (C)										
	Tf in	Tf out	T Sur	T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	67.0	28	54.7	50.7	50.0	49.5	36.4	38.0	39.1	41.1
3.15	70	67.5	28	54.8	51.4	50.2	49.6	35.6	36.4	37.9	40.0
4.2	70	67.8	28	54.9	51.5	50.5	49.6	35.4	36.0	37.1	38.4
5.25	70	68.3	28	55.0	51.7	50.7	49.7	34.5	35.5	36.8	37.7

$Ra^* = 3500$

Gap Ratio (S/D)	Check Point Temperatur (C)										
	Tf in	Tf out	T Sur	T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	68.0	28	54.7	51.0	50.4	49.7	37.0	38.2	40.6	41.5
3.15	70	68.3	28	54.9	51.8	50.7	50.0	36.8	37.1	38.3	40.8
4.2	70	68.7	28	55.0	52.1	50.8	50.1	35.9	37.0	37.9	39.9
5.25	70	68.8	28	55.0	52.2	50.1	50.3	35.1	36.5	37.0	38.4



$Ra^* = 4700$

Ratio (S/D)	Tf in	Tf out	T Sur	Check Point Temperatur (C)							
				T tube				T plat			
				1	2	3	4	1	2	3	4
2.1	70	68.3	28	54.8	51.2	50.6	50.0	38.5	39.9	41.2	42.6
3.15	70	68.5	28	54.9	51.5	50.7	50.3	37.0	38.1	40.4	41.1
4.2	70	68.8	28	54.9	51.8	51.0	50.4	36.3	37.4	39.9	40.7
5.25	70	68.9	28	55.1	52.0	51.2	50.5	35.8	36.6	38.8	39.1

Menghitung Laju perpindahan panas actual

$Ra = 1200$

S = 20 mm

Tin- Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
3,36	2082,43	9,81

S = 30 mm

Tin- Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
3,14	2083,18	9,17

S= 40 mm

Tin- Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
2,86	2083,94	8,34

S= 50 mm

Tin- Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
2,73	2084,19	7,97



Ra = 2300

S = 20 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
3,17	2082,85	18,51

S = 30 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
2,53	2083,35	14,75

S = 40 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
2,18	2083,98	12,71

S = 50 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
1,83	2085,24	10,70

Ra = 3500

S = 20 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
2,38	2085,324	20,88

S = 30 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
1,83	2085,24	16,05

S = 40 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
1,62	2086,416	14,15



S = 50 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
1,39	2086,58	12,18

Ra = 4700

S = 20 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
2,16	2085,95	25,26

S = 30 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
1,51	2085,366	17,62

S = 40 mm

Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
1,39	2086,332	16,21

S = 50 mm

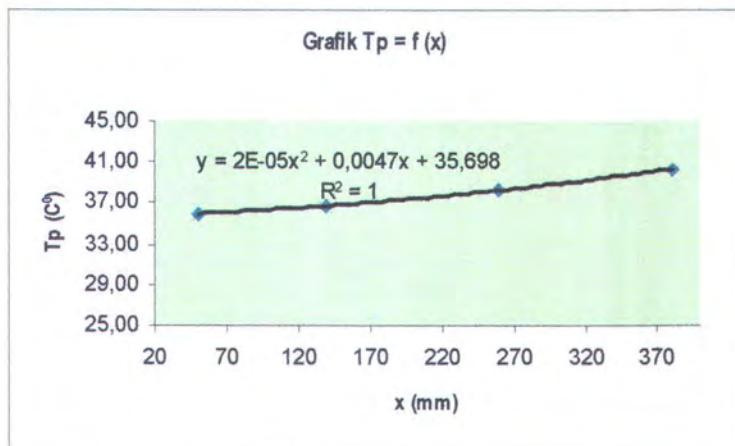
Tin-Tout	Cp (kj/kgK)	qoil(Watt)
1,16	2086,67	13,59



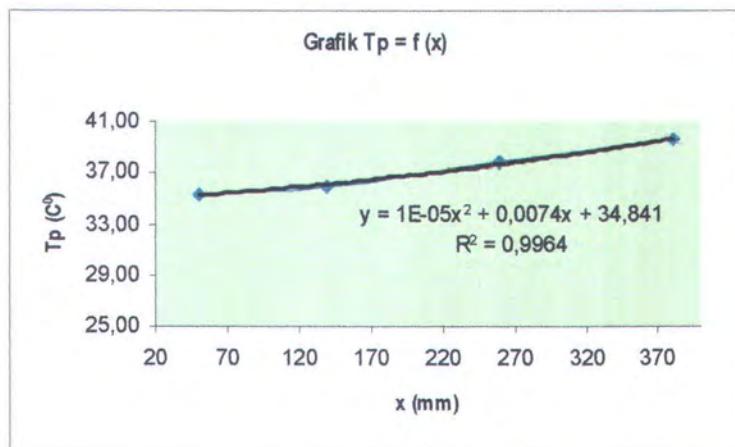
Grafik distribusi Temperatur plat

Ra = 1200

S/D = 2,1

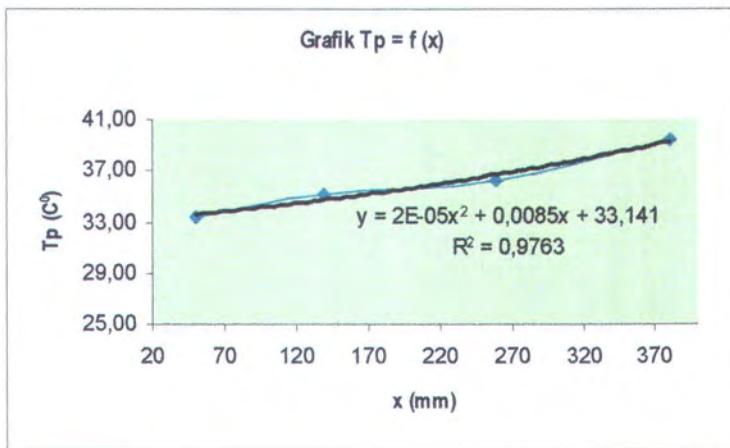


S/D = 3,15

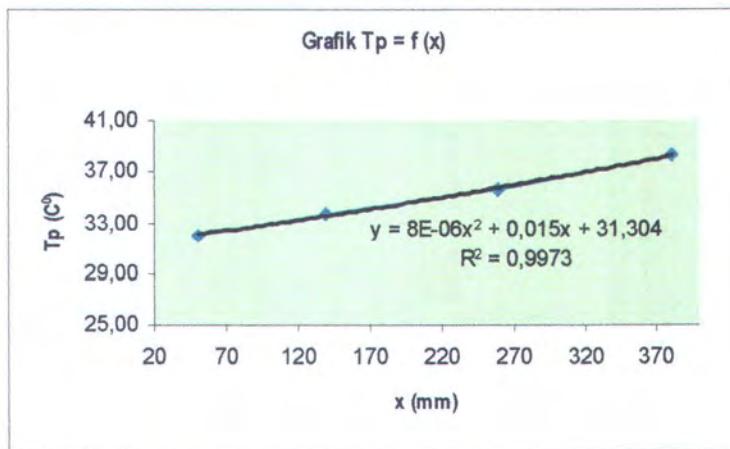




S/D = 4,2

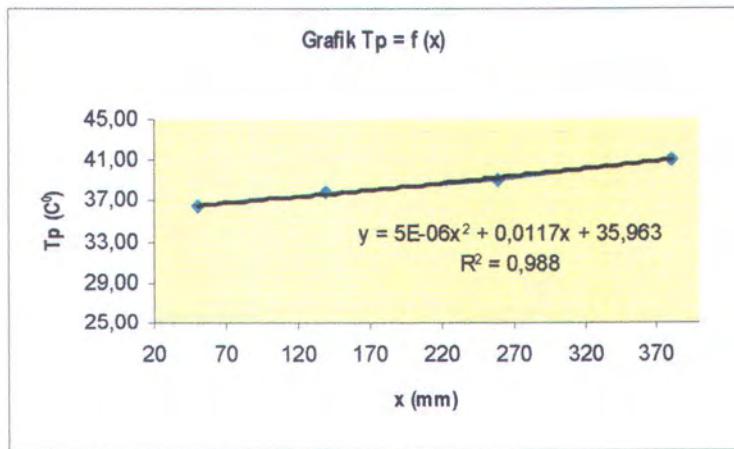


S/D = 5,25



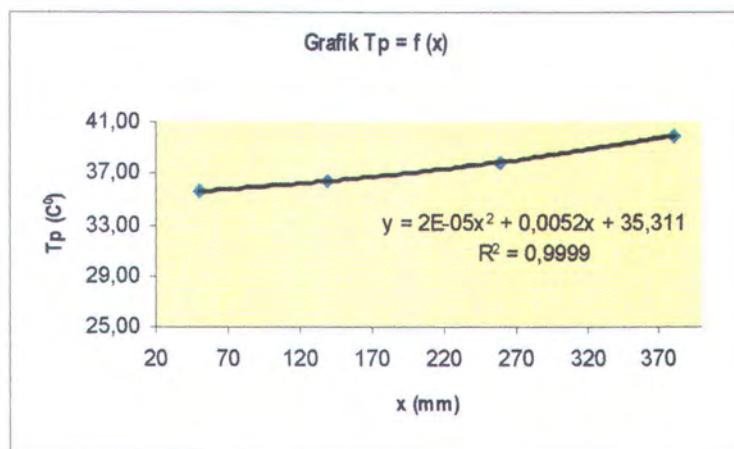
R_a = 2300

S/D = 2,1

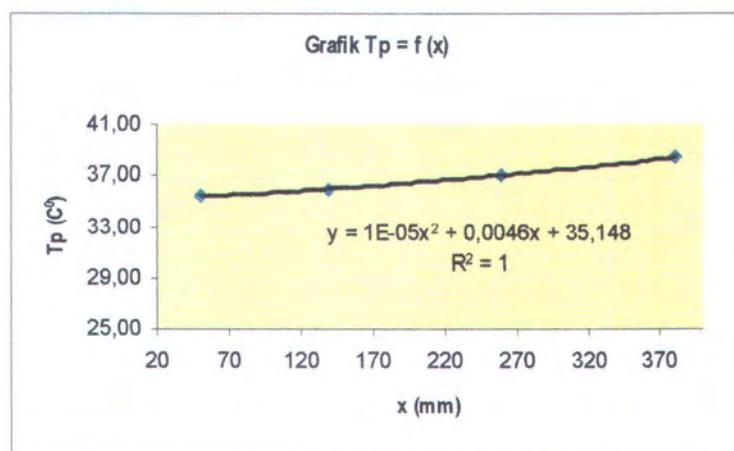




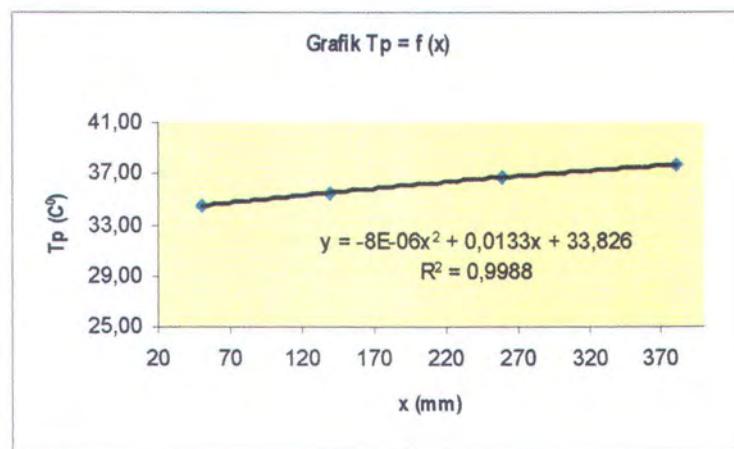
S/D = 3,15



S/D = 4,2



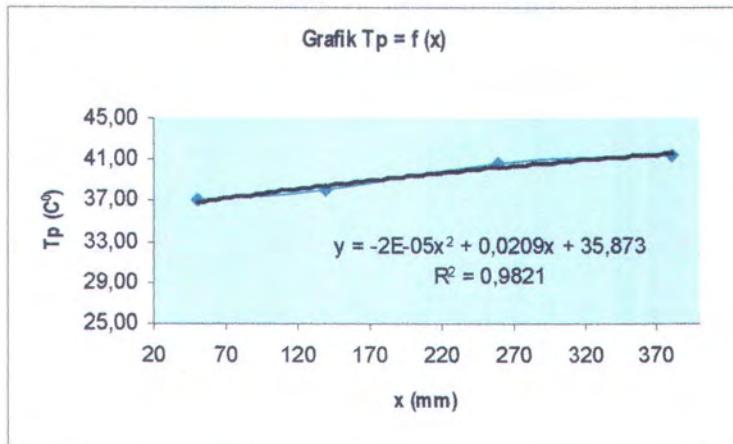
S/D = 5,25



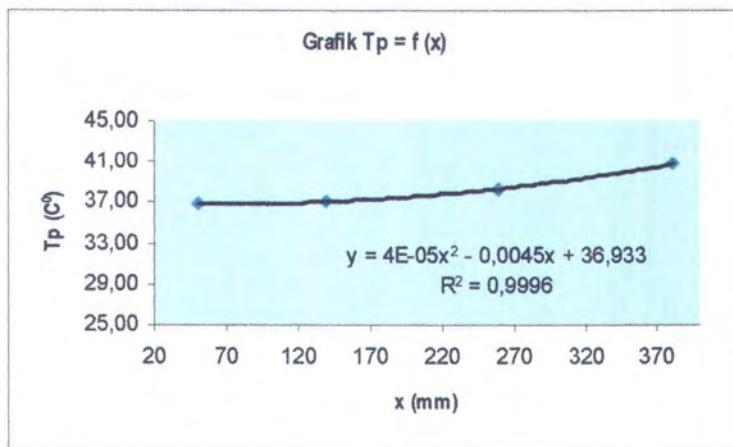


Ra = 3500

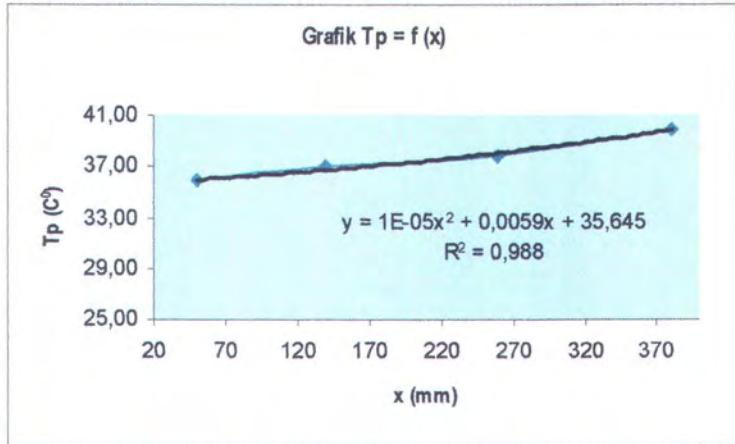
S/D = 2,1



S/D = 3,15

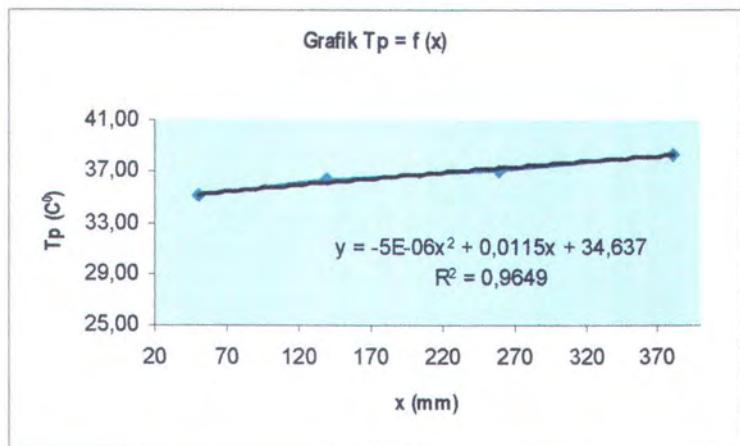


S/D = 4,2



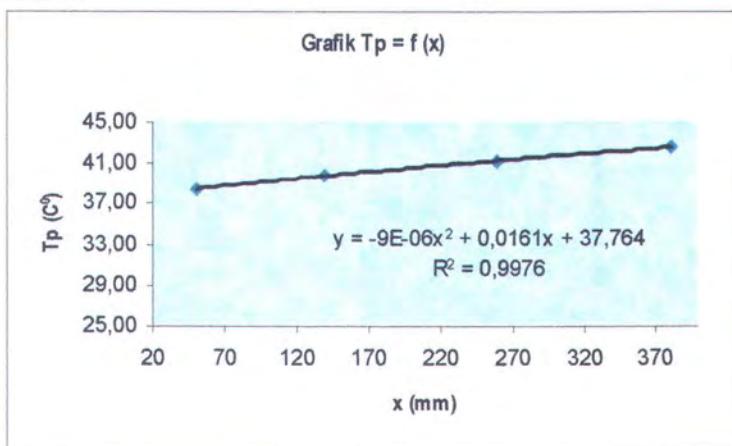


S/D = 5,25

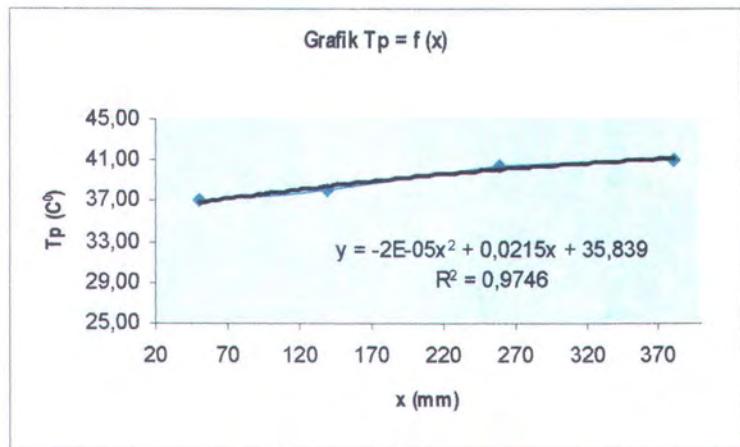


R_a = 4700

S/D = 2,1

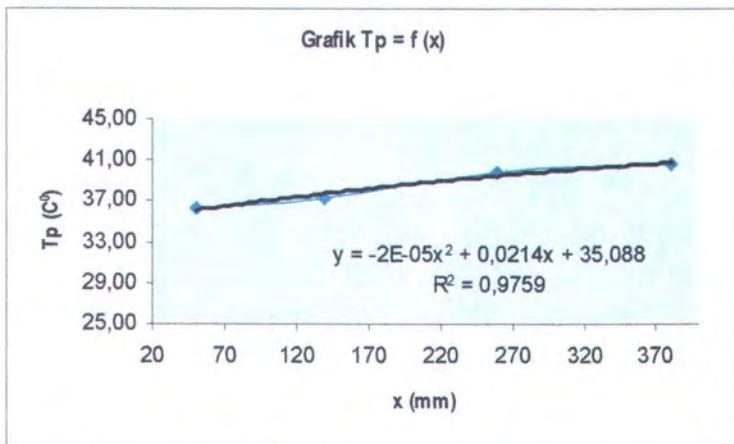


S/D = 3,15

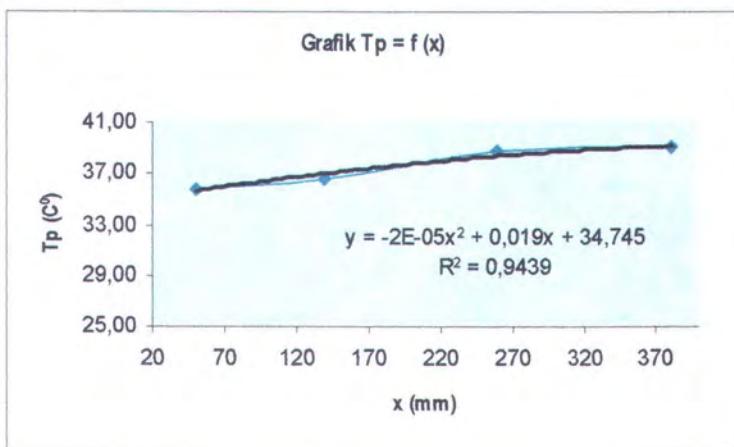




S/D = 4,2



S/D = 5,25





Data perhitungan

	S/D	T _p (C°)	T _f (C°)	Kelvin	β	α (m ² /s)×10 ⁶	ν (m ² /s)×10 ⁶	Pr
0,0014	2,1	37,94	32,97	305,97	0,003268294	23,38	16,49	0,706
	3,15	37,05	32,53	305,53	0,003273055	23,32	16,45	0,706
	4,2	36,2	32,10	305,10	0,003277614	23,25	16,40	0,706
	5,25	35,02	31,51	304,51	0,003283964	23,17	16,34	0,706
0,0028	2,1	38,79	33,40	306,40	0,003263761	23,45	16,53	0,706
	3,15	37,66	32,83	305,83	0,00326979	23,36	16,48	0,706
	4,2	36,75	32,38	305,38	0,003274662	23,30	16,43	0,706
	5,25	36,19	32,10	305,10	0,003277668	23,25	16,40	0,706
0,0042	2,1	39,13	33,57	306,57	0,003261951	23,47	16,55	0,706
	3,15	38,43	33,22	306,22	0,003265679	23,42	16,52	0,706
	4,2	37,53	32,77	305,77	0,003270486	23,35	16,47	0,706
	5,25	36,8	32,40	305,40	0,003274394	23,30	16,43	0,706
0,0056	2,1	40,67	34,34	307,34	0,003253778	23,59	16,63	0,706
	3,15	39,23	33,62	306,62	0,003261419	23,48	16,56	0,706
	4,2	38,46	33,23	306,23	0,003265519	23,42	16,52	0,706
	5,25	37,60	32,80	305,80	0,003270111	23,36	16,47	0,706

Cp ud	K (w/mK)×10 ³	Ra	Nu	h
1007,239	26,74	6,571E+07	46,96391166	2,920694404
1007,221	26,71	6,025E+07	45,97072821	2,855407638
1007,204	26,68	5,496E+07	44,94207516	2,788227246
1007,180	26,63	4,749E+07	43,35568332	2,685404644
1007,256	26,77	7,086E+07	47,84406302	2,978930473
1007,233	26,73	6,400E+07	46,65987667	2,900662233
1007,215	26,70	5,839E+07	45,61730533	2,832277706
1007,204	26,68	5,489E+07	44,92945192	2,787405434
1007,263	26,79	7,289E+07	48,17950434	3,001225696
1007,249	26,76	6,869E+07	47,47881768	2,954718344
1007,231	26,73	6,320E+07	46,51616414	2,891207855
1007,216	26,70	5,870E+07	45,67690992	2,83617494
1007,293	26,84	8,199E+07	49,59553227	3,096005715
1007,265	26,79	7,349E+07	48,27647809	3,007681843
1007,249	26,76	6,887E+07	47,50966496	2,956760684
1007,232	26,73	6,363E+07	46,59375311	2,896311037



q _{pelat}	q _{oli}	Cudara	Coil	ε _{pelat}	Cpoli	m oli	S/D
6,24181601	9,81	0,63	2,915402	0,371959057	2082,43	0,0014	2,1
5,555909411	9,17	0,61	2,916452	0,355642348	2083,18	0,0014	3,15
4,915644636	8,34	0,60	2,917516	0,331245612	2083,94	0,0014	4,2
4,05308123	7,97	0,58	2,917866	0,328670583	2084,19	0,0014	5,25
6,910671858	18,51	0,64	5,83198	0,688110685	2082,85	0,0028	2,1
6,024385393	14,75	0,62	5,83268	0,563127984	2083,1	0,0028	3,15
5,328222434	12,71	0,61	5,833604	0,496960609	2083,43	0,0028	4,2
4,908202859	10,70	0,60	5,835256	0,425104679	2084,02	0,0028	5,25
7,181783029	20,88	0,65	8,7521868	0,770449341	2083,854	0,0042	2,1
6,625808151	16,05	0,64	8,751666	0,601549261	2083,73	0,0042	3,15
5,923940334	14,15	0,62	8,7546564	0,54198763	2084,442	0,0042	4,2
5,366042986	12,18	0,61	8,755194	0,47558322	2084,57	0,0042	5,25
8,433674369	25,26	0,67	11,67264	0,903532632	2084,4	0,0056	2,1
7,261897426	17,62	0,65	11,6695376	0,648763278	2083,846	0,0056	3,15
6,649459102	16,21	0,64	11,6740512	0,607126361	2084,652	0,0056	4,2
5,977985979	13,59	0,62	11,677792	0,519620776	2085,32	0,0056	5,25



Properties Oil Thermia B

Typiske analysedata :

Shell Thermia Oil B	Metode	Resultat
Kinematisk viskositet ved 40 °C, mm ² /s	ISO 3104	26,6
Kinematisk viskositet ved 100 °C, mm ² /s	ISO 3104	4,8
Viskositetsindeks	ISO 2909	97
Massefyld ved 15 °C, kg/l	ISO 3675	0,87
Flydepunkt, °C	ISO 3016	- 15
Flammepunkt, PMCC, °C		220
Antændelsestemperatur, °C	DIN 51 794	340
Kogepunkt omregnet til 1013 mbar	DIN 51 356	>360
Syretal, mg KOH/g	IP 139	<0,05
Forkoksningsrest(Conradson Carbon);%v-v	DIN 51 551	<0,02
Rumudvidelseskoefficient, %		<0,0008

Fysiske data for Shell Thermia Oil B ved forskellige temperaturer :

Tempe- ratur °C	Kinematisk viskositet		Massefyld kg/m ³	Specifik varmefyld kg K	Varmeleddnings- evne		Prandtl s- tal	Damptryk P _{abs} mbar
	mm ² /s	m ² /s			α ₁ m ² /K	α ₂ m ² /K		
0	289	258 x 10 ⁻⁶	875	1,812	0,487	0,135	3383	-
20	76	76 x 10 ⁻⁶	863	1,882	0,482	0,134	920	-
50	20	20 x 10 ⁻⁶	845	1,991	0,474	0,132	255	-
100	5,0	5,0 x 10 ⁻⁶	815	2,173	0,461	0,128	69	-
150	2,2	2,2 x 10 ⁻⁶	784	2,355	0,448	0,124	33	-
200	1,3	1,3 x 10 ⁻⁶	754	2,538	0,435	0,121	21	5
250	0,85	0,85 x 10 ⁻⁶	724	2,720	0,422	0,117	14	26
300	0,62	0,62 x 10 ⁻⁶	694	2,902	0,409	0,114	11	100
310	0,59	0,59 x 10 ⁻⁶	688	2,958	0,406	0,113	11	130
340	0,52	0,52 x 10 ⁻⁶	669	3,048	0,399	0,111	10	260

A/S Dansk Shell, Produktteknik, Kommandorgade 2, 1780 København V.
10 28 00



Properties udara pada tekanan atmosfer

Thermophysical Properties of Gasses at Atmospheric Pressure

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg.K)	$\mu \cdot 10^7$ (N.s/m ²)	$v \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m.K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.8	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

Sumber : Tabel A-4 *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, Frank P. Incropera



Properties Oil Thermia B

Typiske analysedata :

Shell Thermia Oil B	Metode	Resultat
Kinematisk viskositet ved 40 °C, mm ² / s	ISO 3104	26,6
Kinematisk viskositet ved 100 °C, mm ² / s	ISO 3104	4,8
Viskositetsindeks	ISO 2909	97
Massefyldt ved 15 °C, kg/l	ISO 3675	0,87
Flydepunkt, °C	ISO 3016	- 15
Flammepunkt, PMCC, °C		220
Antændelses temperatur, °C	DIN 51 794	340
Kogpunkt beregnet til 1013 mbar	DIN 51 356	>360
Syretal, mg KOH/g	IP 139	<0,05
Forkoksningsrest(Conradson Carbon), %-v	DIN 51 551	<0,02
Rumudvidelseskoefficient, %		<0,0008

Fysiske data for Shell Thermia Oil B ved forskellige temperaturer :

Tempe- ratur °C	Kinematisk viskositet		Massetylde kg/m ³	Specifik varmefyldt kg m ³ K	Varmelednings- evne		Prandtl s- tal Pr	Damptryk P _{abs} mbar
	mm ² / s	m ² / s			$\frac{k}{\rho}$ W m K	$\frac{\lambda}{\rho c}$ W m K		
0	289	258×10^{-6}	875	1.812	0.487	0.135	3383	-
20	76	76×10^{-6}	863	1.882	0.482	0.134	920	-
50	20	20×10^{-6}	845	1.991	0.474	0.132	255	-
100	5,0	$5,0 \times 10^{-6}$	815	2.178	0.461	0.128	69	-
150	2,2	$2,2 \times 10^{-6}$	784	2.355	0.448	0.124	33	-
200	1,3	$1,3 \times 10^{-6}$	754	2.538	0.435	0.121	21	5
250	0,85	$0,85 \times 10^{-6}$	724	2.720	0.422	0.117	14	26
300	0,62	$0,62 \times 10^{-6}$	694	2.902	0.409	0.114	11	100
310	0,59	$0,59 \times 10^{-6}$	688	2.938	0.406	0.113	11	130
340	0,52	$0,52 \times 10^{-6}$	669	3.048	0.399	0.111	10	260

A/S Dansk Shell, Produktteknik, Kammermannsgade 2, 1780 København V.

10 28 00



Properties udara pada tekanan atmosfer

Thermophysical Properties of Gasses at Atmospheric Pressure

T (K)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg.K)	$\mu \cdot 10^7$ (N.s/m ²)	$v \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m.K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.8	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

Sumber : Tabel A-4 *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, Frank P. Incopera



Grafik Pencapaian Steady Sistem

