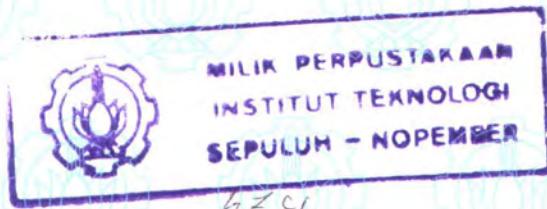


20.534/11/04

20.345/4/04

**TUGAS AKHIR
KONVERSI ENERGI**



**PERENCANAAN PEMANAS AIR
SEBAGAI PENGGANTI KONDENSOR
PADA SISTEM PENDINGIN AC SPLIT 1 HP**



RSM
621-402.2
PLR
P-1

woy

Disusun untuk memenuhi sebagian dari syarat yang diperlukan untuk
memperoleh gelar Ahli Madya Teknik Mesin

Disusun Oleh :

RIZKI CANDRA ALROSJID
(2100 030 016)

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	10 - 3 - 2004
Terima Dari	HJ
No. Agenda Pap.	219898

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2004**

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN PEMANAS AIR SEBAGAI PENGGANTI KONDENSOR PADA SISTEM PENDINGIN AC SPLIT 1 HP

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Persyaratan Menyelesaikan Studi Diploma III
Dan Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada
Program Studi Diploma III
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

Surabaya, Pebruari 2004

Mengetahui / Menyetujui,

Dosen Pembimbing

Ir. Suharyanto, MSc.

NIP. 131 843 905

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2004**

ABSTRACT

ABSTRAKSI

Manusia senantiasa menginginkan hal baru, demi effisiensi dan hidup yang lebih praktis. Salah satunya adalah menggabungkan dua fungsi dari dua alat yang berbeda menjadi satu alat baru yang memiliki kedua fungsi tersebut. Sebagai contoh, AC Split digunakan untuk mendinginkan ruangan. Di sisi yang lain manusia sering kali menggunakan heater sebagai alternatif alat pemanas air. Selain mempunyai fungsi utama sebagai pendingin ruangan, ternyata AC Split juga menghasilkan hasil samping berupa panas yang sampai saat ini belum dimanfaatkan secara optimal dalam kehidupan sehari-hari. Panas ini sebenarnya masih bisa dimanfaatkan untuk hal-hal yang lain. Dalam tugas akhir ini dilakukan modifikasi pada AC Split 1 HP dengan memberikan tambahan kondensor berpendingin air sebagai pemanas air yang disusun secara paralel yang memanfaatkan panas yang keluar dari kondensor.

Proses modifikasi pada AC Split ini dimulai dengan pengujian mesin pendingin AC Split 1 Hp dan kemudian diperoleh nilai dari, kapasitas panas kondensor, suhu freon baik yang masuk maupun yang keluar dari kondensor, dan penetapan suhu masuk dan keluar pemanas air. Nilai-nilai ini digunakan sebagai acuan dalam penentuan laju aliran massa. Laju aliran massa ini digunakan sebagai masukan dalam penentuan koefisien konveksi. Dari koeffisien konveksi dapat ditentukan koefisien perpindahan panas secara keseluruhan. Berdasarkan kapasitas panas kondensor, koefisien perpindahan panas secara keseluruhan, faktor koreksi, perbedaan rata-rata temperatur logaritmik, dan diameter pipa maka dimensi panjang pipa dapat diketahui. Dengan diketahui dimensi panjang pipa akan diperoleh luas permukaan luar pipa. Sehingga dapat ditentukan berapa volume tabung pemanas air. Setelah semua nilai yang dibutuhkan dalam perencanaan kondensor berpendingin air diketahui, dilakukan pembuatan pemanas air dan disusun secara paralel dengan AC Split 1 HP. Setelah instalasi selesai, dilakukan pengujian pada alat tersebut.

Dari hasil perhitungan yang dilakukan, untuk mencapai suhu air keluar 40°C dengan suhu masukan air sebesar 24°C memerlukan pipa berdiameter $\frac{3}{4}$ " dengan panjang 2,08m, menggunakan 10 lekukan. Luas permukaan luar pipa sebesar $1,08\text{m}^2$. Tabung pemanas air tersebut mempunyai volume 55,3 Liter. Dari pengujian sistem yang melalui pemanas air didapatkan kapasitas air adalah $7,2 \text{ liter/menit}$.

Kata Kunci : Perpindahan panas, Teknik Pendingin, Kondensor.

ABSTRACT

Human being ever wish something new, for practical and efficient in their life. One of them is joining two functions from two different appliance become one new appliance owning both of those functions. For example, AC Split used to make cool the room. In Other side people frequently use the heater alternatively as water heater. Besides having especial function as room cooler, in the reality AC Split also produce the form of heat which to date has not been exploited yet in everyday life. This heat in facts still can be exploited for the things of other. In this study we done modify AC Split 1 HP combine with air-conditioned liquefier as water heater compiled parallelly exploiting secretory heat from liquefier.

The modification process of this AC Split is started with the examination of cooler machine of AC Split 1 Hp. From this examination we get following value ; hot capacities of liquefier, freon temperatur both for entering and also is leaving the liquefier, both incoming temperature stipulating and go out the water heater. This values is used as reference in determination of mass flow rate. This mass flow rate is used as by input in determination of convection coefficient. From determinable koeffisien convection we get overall koeffisien conveksion. Basad on to hot capacities of liquefier, overall koeffisien conveksion, corrective factor, log mean temperatur difference, and pipe diameter the pipe length will be determined from knownlypipe length will be obtained wide of external pipe surface. From all determinable value we will know much volume of water heater. After all value required is known, this study is done constructing by the water heater and compiled parallelly by AC is Split 1 HP. After installation is done, it's followed by examined at the appliance.

From calculation result, to reach the leving water temperature as 40°C with the input water temperature equal to 24°C needing pipe which have length 2,08m, using 10 tube. Wide of pipe external surface of pipe equal to $1,08\text{m}^2$. Water heater have the volume 55,3 Litre. From the examination on this system, and got water heater capacities is 7,2 liter / menit.

Keyword : Hot Transfer, Cooler Technique, Liquefier.

KATA PENGANTAR

KATA PENGANTAR

Assalamu 'alaikum Warohmatullaahi Wabarakatuh... ...

A 'udzubillahi minasyyaithanirrajiimi... ...

Bismillaahir Rahmaanir Rahiimi... ...

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT, yang telah melimpah Rahmat dan HidayahNya, sehingga akhirnya kami dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini tepat pada waktunya. Laporan Tugas Akhir ini mengambil judul “*Perencanaan Pemanas Air Sebagai Pengganti Kondensor pada Sistem Pendingin AC Split 1 Hp*”

Penyusunan laporan ini juga tidak terlepas dari bantuan berbagai pihak yang telah banyak membantu kami. Dan pada kesempatan ini juga kami mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Hari Subiyanto, Msc. selaku kepala program studi Dipoma III Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Bapak Ir. Edy Widiyono, Msc. Selaku koordinator Tugas Akhir program studi Diploma III jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapah Ir. Suhariyanto, Msc. Selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah banyak memberikan bimbingan dalam penyusunan laporan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Astofa, selaku pembimbing lapangan yang telah banyak memberikan bimbingan dan bantuan baik berupa saran, petunjuk serta fasilitas kepada saya selama proses perencanaan ini.
5. Bapak Khoiril Anam, selaku pemilik bengkel “*Iril*” yang telah memberikan fasilitas serta peralatan bengkel yang kami butuhkan.
6. Bapak Solichin, Dwi, Tono, Arif, selaku anggota crew dari bengkel “*Iril*” yang telah membantu proses perakitan peralatan tugas akhir ini.
7. Kelurgaku yang ada di rumah *papa, mama, kakak vella, adik Riskha*, yang telah memberikan dukungan baik do'a maupun tenaga, semoga Allah SWT memberikan kesabaran dan kesehatan bagi mereka semua.

Dalam penyusunan laporan ini tantunya masih banyak kekurangan-kekurangan baik menyangkut isi maupun bahasa yang kami pergunakan sehingga tidak menutup kemungkinan bagi kami untuk menerima kritik maupun saran yang bersifat membangun.

Akhir kata saya berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi para pembaca.

Wassalamu 'alaikum Warahmatullaahi Wabarakatuhi... . . .

Surabaya, Desember 2003

Penyusun

LEMBAR PERSEMBAHAN

*I dedicate this research to beloved Mom & Dad,
Also my sister, especially for Riskha Septianingrum,
"Everything I do, I do it for you,
what ever you are, I always Love you"*

DAFTAR ISI

Daftar Isi

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRACT	ii
KATA PENGANTAR	iv
LEMBAR PERSEMBERAHAN	v
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR LAMPIRAN	xi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	1
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Manfaat Penulisan.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Aplikasi Termodinamika Untuk Pendingin.....	5
2.1.1 Sifat-sifat Termodinamika.....	5
2.1.2 Persamaan Energi Aliran Mantap	7
2.2 Tinjauan Perpindahan Panas	8
2.2.1 Konduksi	9
2.2.2 Konduktivitas Termal.....	12
2.2.3 Konduksi Satu Dimensi, Steady State.....	14
2.2.3.1 <i>Dinding Datar</i>	14
2.2.3.2 <i>Tahanan Termal</i>	15
2.2.3.3 <i>Dinding Susunan</i>	16
2.2.3.4 <i>Sistem Silinder</i>	18
2.2.4 Konveksi.....	21

2.2.4.1	<i>Aliran Dalam</i>	22
2.2.4.2	<i>Aliran Turbulen di Dalam Pipa</i>	23
2.2.5	Radiasi.....	26
2.3	Penukar Kalor.....	27
2.3.1	Jenis-jenis Penukar Kalor.....	27
2.3.2	Koeffisien Perpindahan Panas Keseluruhan	31
2.3.3	Analisa Perpindahan Panas (Metode Perbedaan Temperatur Rata-rata Logaritmik).....	34
2.3.4	Penukar Kalor Aliran Melintang.....	39
2.4	Siklus Kompresi Uap	41
2.5	Kompresi Unit.....	44
2.5.1	Jenis Unit Terbuka	45
2.5.2	Unit Semi Hermatic.....	45
2.5.3	Unit Hermetic.....	46
2.6	Kondensor	48
2.6.1	Kondensor Berpendingin Udara.....	49
2.6.1.1	<i>Kondensor dengan Pipa dan Jari-jari Penguat</i>	51
2.6.1.2	<i>Kondensor dengan Pipa dan Pelat Baja</i>	52
2.6.1.3	<i>Kondensor dengan Pipa Bersirip</i>	53
2.6.1.4	<i>Kondensor dengan Aliran Udara Paksa</i>	54
2.6.2	Kondensor Berpendingin Air	55
2.6.3	Kondensor Berpendingin Campuran Udara dan Air	56
2.7	Katup Ekspansi.....	57
2.8	Evaporator	58
2.8.1	Evaporator Banjir	60
2.8.2	Evaoporator Kering	61
2.8.2.1	<i>Evaporator dengan Permukaan Datar</i>	63
2.8.2.2	<i>Evaporator Pipa (Bare Tube Evaporator)</i>	63
2.8.2.3	<i>Evaporator Pipa Bersirip</i>	64
2.8.3	Shell and Tube Evaporator.....	65
2.9	Fluida Kerja.....	66
2.10	Effisiensi Isentropis Kompresor.....	67
2.11	Koeffisien Performance (Koefisien Prestasi).....	68

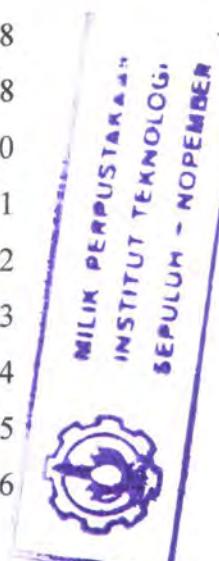
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN	69
BAB IV	PERHITUNGAN PERENCANAAN	72
4.1	Diagram Alir Perhitungan Perencanaan.....	72
4.2	Perhitungan Perencanaan	72
4.2.1	Skema Perencanaan.....	74
4.2.2	Penentuan Temperatur Film	75
4.2.3	Penentuan Laju Aliran Massa	76
4.2.4	Penentuan Koeffisien Konveksi	77
4.2.5	Penentuan Overall Koeffisien Konveksi (U)	79
4.2.6	Penentuan Perbedaan Temperatur Rata-rata Logaritmik	81
4.2.7	Penentuan Faktor Koreksi	81
4.2.8	Penentuan Dimensi Panjang Pipa.....	82
4.2.9	Penentuan Luas Permukaan Luar Pipa.....	83
4.2.10	Penentuan Volume Tabung Pemanas Air.....	83
BAB V	PENGUJIAN DAN PENGAMBILAN DATA	85
5.1	Instalasi dan Komponen Alat uji.....	85
5.1.1	Instalasi Standar Mesin Pendingin Udara Tipe Split	85
5.1.2	Instalasi AC Split Setelah Penambahan Pemanas Air.....	89
5.1.3	Tabung Pemanas Air	91
5.2	Proses Pengujian	92
5.2.1	Sebelum Pelaksanaan Percobaan (Tahap Persiapan)	92
5.2.2	Selama Percobaan	93
5.2.3	Setelah Percobaan	94
5.3	Pengamatan dan Pencatatan Data pada Sistem yang Melalui Kondensor Berpendingin Air (Pemanas Air)	94
5.4	Pengukuran Kapasitas Air.....	95
5.5	Pembahasan.....	96
5.6	Spesifikasi Teknis	97
BAB VI	KESIMPULAN.....	98
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

Daftar Gambar

Gambar 2.1	Kesetimbangan Energi Pada Volume Atur yang sedang Mengalami Laju Aliran Massa.....	7
Gambar 2.2	Proses Perpindahan Panas Konveksi, Konduksi, Radiasi	9
Gambar 2.3	Perpindahan Panas Konduksi dengan Didusi Energi Akibat dari Aktifitas Molekular	10
Gambar 2.4	Percobaan Konduksi Panas	12
Gambar 2.5	Konduktivitas Termal untuk berbagai Jenis Zat pada Temperatur dan Tekanan Normal	13
Gambar 2.6a	Distribusi Temperatur Perpindahan Panas Melalui Dinding Datar.....	14
Gambar 2.6b	Sirkuit Termal Ekuivalen Perpindahan Panas Melalui Dinding Datar.....	15
Gambar 2.7	Sirkuit Termal Ekuivalen Untuk Dinding Komposisi.....	16
Gambar 2.8	Silinder Berongga dengan Kondisi Permukaan Konveksi	18
Gambar 2.9	Distribusi Temperatur untukDinding Silinder Komposisi	20
Gambar 2.10	Pengembangan Lapisan Batas dalam Perpindahan Panas Konveksi	23
Gambar 2.11	Aliran Laminer pengembangan Lapisan Hidrodinamic di dalam pipa.....	23
Gambar 2.12	Perpindahan Panas Antara Permukaan dan Lingkungan	27
Gambar 2.13	Penukar Kalor Pipa Konsentrrik	28
Gambar 2.14	Penukar Kalor Jenis <i>Cross Flow</i>	29
Gambar 2.15	Penukar Kalaor Shell and Tube dengan laluan shel tunggal dan laluan pipa tunggal	30
Gambar 2.16	Penukar kalor shell and tube (a) laluan sheel tunggal dan dua Laluan pipa (b) dua laluan shell dan empat laluan pipa.....	30
Gambar 2.17	Penukar Kalor Kompak	31
Gambar 2.18	Kesetimbangan Energi Antara Fluida Panas dan Dingin.....	34
Gambar 2.19	Distribusi Temperatur Penukar Kalor dengan Aliran Fluida Paralel	35
Gambar 2.20	Distribusi Temperatur Aliran Fluida Berlawanan.....	38

Gambar 2.21 Factor koreksi untuk penukar kalor shell and tube dengan satu shell dan setiap perkalian dari dua pipa laluan (dua, empat dst)	39
Gambar 2.22 Factor koreksi untuk penukar kalor shell and tube dengan dua shell dan setiap perkalian dari empat pipa laluan (empat, delapan dst)	40
Gambar 2.23 Factor koreksi untuk penukar kalor aliran melintang dengan satu laluan dengan dua fluida campuran	40
Gambar 2.24 Factor koreksi untuk penukar kalor aliran melintang dengan satu fluida campuran dan campuran fluida yang lainnya.....	41
Gambar 2.25 Blok Diagram Siklus Kompresi Uap Standar	41
Gambar 2.26 Diagram p-h Untuk Siklus Kompresi Uap Standar.....	42
Gambar 2.27 Bagan Skema Kompresor.....	44
Gambar 2.28 Kompresi Jenis Open Unit	45
Gambar 2.29 Kompresor Jenis Semi Hermatic.....	45
Gambar 2.30 Kompresor Jenis Hermatic.....	46
Gambar 2.31 Kompresor Menghisap Uap Refrigeran	47
Gambar 2.32 Langkah Kompresi	47
Gambar 2.33 Sistem Pendinginan Yang Sederhana.....	48
Gambar 2.34 Bagan Skema Kondensor	48
Gambar 2.35 Kondensor Berpendingin Udara.....	50
Gambar 2.36 Kondensor dengan Pipa Jari-jari Penguat	51
Gambar 2.37 Kondensor dengan Pipa dan Pelat Baja	52
Gambar 2.38 Kondensor dengan Pipa Bersirip.....	53
Gambar 2.39 Kondensor dengan Saluran Udara Paksa	54
Gambar 2.40 Menara Pendingin Dipasangkan pada Menara Pendingin	55
Gambar 2.41 Kondensor Berpendingin Air	56
Gambar 2.42 Sistem Refrigeran dengan Kondeensor Berpendingin Campuran	57
Gambar 2.43 Bagan Skema KatupEkspansi	58
Gambar 2.44 Bagan Skema Evaporator.....	59
Gambar 2.45 Evaporator Banjir	61
Gambar 2.46 Evaporator Kering	61
Gambar 2.47 Evaporator dengan Permukaan Datar.....	63



Gambar 2.48	Bare Tube Evaporator	64
Gambar 2.49	Evaporator Pipa Bersirip	65
Gambar 2.50	Shell and Tube Evaporator.....	66
Gambar 3.1	Diagram Alir Prosedur Perencanaan	69
Gambar 4.1	Diagram Alir Perhitungan Perencanaan.....	72
Gambar 4.2	Skema Laluan Pipa.....	74
Gambar 4.3	Distribusi Temperatur Aliran Cross flow.....	74
Gambar 4.4	Faktor Koreksi untuk Penukar Kalor Aliran Melintang Dengan satu laluan dan dua fluida campuran	82
Gambar 5.1	AC Tipe Split	86
Gambar 5.2	Diagram Blok Sistem Pendingin.....	86
Gambar 5.3	Rangkaian AC Split Standar	87
Gambar 5.4	Unit di dalam Ruangan.....	88
Gambar 5.5	Unit di luar Ruangan	88
Gambar 5.6	Diagram Blok Instalasi.....	89
Gambar 5.7	Hasil Pengambilan Gambar Instalasi	90
Gambar 5.8	Konsep Pengaliran udara pada Sistem Pengkondisian Udara	91
Gambar 5.9	Tabung Pemanas Air	92

DAFTAR TABEL

Daftar Tabel

Tabel 2.1 <i>Summary of Convection corelations for Flow in Circular Tube</i>	26
Tabel 2.2 Faktor Pengkotoran	33
Tabel 2.3 Nilai Koeffisien Perpindahan Panas Secara Keseluruhan untuk Berbagai Fluida	33
Tabel 5.1 Data Percobaan pada Hari ke 1 untuk kondisi Steady state	95
Tabel 5.2 Data Hasil Percobaan Pengukuran Kapasitas Air	95
Tabel 6.1 Data Spesifikasi Teknis.....	97

DAFTAR LAMPIRAN

Daftar Lampiran

- Lampiran A.1** Thermophysical Properties of Selected Metalic Solids
- Lampiran A.2** Thermophysical Properties of Selected Non Metalic Solids
- Lampiran A.3** Thermophysical Properties of Common Materials
- Lampiran A.4** Thermophysical Properties of Gasses at Atmospheric Pressure
- Lampiran A.5** Thermophysical Properties of Saturated Fluids
- Lampiran A.6** Thermophysical Properties of Saturated Water
- Lampiran A.7** Thermophysical Properties of Liquids Metals
- Lampiran A.8** Binary Diffusion Coefficient at One Atmosphere
- Lampiran A.9** Henry's Constant for Selected in Water at Moderate Pressure
- Lampiran A.10** The Solubility of Selected Gases and Solids
- Lampiran B.1** Gambar Instalasi AC Split 1 HP TA - 2000
- Lampiran B.2** Data Hasil Pengujian Mesin Pendingin AC Split 1 HP TA – 2000
- Lampiran B.3** Diagram P-h Pengeplotan Data Hasil Pengujian TA – 2000
- Lampiran C.1** Data Hasil Pengujian Mesin Pendingin AC Split 1 HP dengan Pemanas Air
- Lampiran C.2** Diagram P-h Pengeplotan Data Hasil Pengujian
- Lampiran D.1** Moody Diagram
- Lampiran E.1** Gambar Instalasi Alat Uji
- Lampiran F.1** Eterna Aircon Water Heater

**TUHAN tidak menjanjikan hari-hari tanpa sakit, tertawa tanpa Kesedihan, matahari tanpa hujan, tetapi TUHAN menjanjikan kekuatan untuk hari itu, kebahagiaan untuk air mata,
Dan terang dalam perjalanan**

BAB I PENDAHULUAN



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sistem pendingin atau *refrigeren* merupakan proses pelepasan kalor dari suatu substansi dengan cara penurunan temperatur dan pemindahan panas ke substansi lainnya. Pemakaian sistem pendingin dari keperluannya dapat dibagi menjadi dua macam :

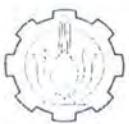
- Untuk membuat udara di dalam ruangan sejuk dan nyaman
- Untuk keperluan industri

Manusia selalu berusaha untuk membuat keadaan disekelilingnya menjadi lebih baik dan penghidupan yang lebih nyaman seiring dengan perkembangan teknologi, pola pikir, dan kebutuhan hidup. Manusia senantiasa menginginkan hal baru, demi effisiensi dan hidup yang lebih praktis. Hal tersebut dapat dilakukan dengan berbagai cara antara lain dengan memaksimalkan fungsi peralatan yang ada yaitu dengan memodifikasi alat tersebut untuk menghasilkan fungsi ganda selain fungsi utamanya. Yang mana disini dilakukan untuk memanfaatkan panas yang terbuang dari kondensor, yang digunakan untuk memanaskan air.

1.2 Perumusan Masalah

Seperti kita ketahui dalam sistem pendingin, kondensor mempunyai fungsi membuang kalor dan mengubah uap jenuh menjadi cair jenuh sedangkan bila pada sistem ini dipasang sebuah pemanas air secara paralel maka kita bisa memilih penggunaan kondensor disesuaikan dengan kebutuhan dan keperluan. Artinya disini dalam suatu siklus pendingin pada alat tersebut kita bisa menggunakan dan memilih kondensor berpendingin udara atau dengan menggunakan kondensor berpendingin air.

Dalam perencanaan kondensor berpendingin air sebagai alat pemanas air, perhitungan yang dilakukan adalah dengan mencari dimensi dari kondensor tersebut. Dimensi yang kita cari adalah yang bersangkutan dengan panjang pipa kondensor dan luas penampang yang mempengaruhi kondisi akhir dari air yang dihasilkan oleh kondensor berpendingin air tersebut.



Untuk menjembatani permasalahan agar kondisi sistem tetap normal secara teoritis maka perlu dilakukan pengurangan pada komponen lain, antara lain :

- a. Kapasitas Kondensor
- b. Memperkecil Kapasitas blower kondensor
- c. Penambahan Suplai *refrigerant*

Dalam menentukan bagian mana yang perlu dihilangkan maka perlu dilakukan analisa dan pengujian lebih lanjut. Oleh karena itu perlu dilakukan pengujian dan perbandingan terhadap sistem termodifikasi (Yang terpasang Kondensor berpendingin air) dengan sistem normal.

1.3 Tujuan

Penulisan ini bertujuan untuk mengetahui prinsip kerja AC – Split dengan penambahan kondensor berpendingin air yang berfungsi sebagai pemanas air. Untuk mencapai tujuan tersebut maka hal – hal yang perlu dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Merencanakan sistem pemanas air sebagai pengganti kondensor pada suatu mesin pendingin AC Split 1 Hp.
2. Melakukan perhitungan dimensi dari pemanas air
3. Melakukan pengujian serta melakukan pengambilan data pada kondensor berpendingin air sebagai pemanas air

1.4 Manfaat Penulisan

Manfaat penulisan laporan tugas akhir ini adalah untuk dapat mempelajari materi perkuliahan lebih lanjut khususnya teknik pendingin, perpindahan panas. Mengetahui rangkaian komponen AC – Split, selain itu kami menjadi lebih mengerti tentang kondisi sistem AC yang sebenarnya.

Sedangkan manfaat yang dihasilkan dari alat tersebut untuk mendapatkan sistem pendingin udara sekaligus sistem pemanas air, sehingga diharapkan mampu meningkatkan fungsi alat yang telah ada dan dapat berguna dalam kehidupan sehari – hari.



1.5 Batasan Masalah

Mengingat betapa luas dan kompleksnya permasalahan pada mesin pendingin, maka batasan penulisan tugas akhir ini hanya pada perhitungan perencanaan dimensi kondensor berpendingin air dan evaluasi mesin pendingin sistem split akibat penambahan pemanas air. Batasan permasalahan tersebut antara lain meliputi :

1. Mesin pendingin AC – Split diasumsikan dalam kondisi normal
2. Kondisi steady – state, baik pada sistem AC maupun pada kondensor berpendingin air
3. Dalam perhitungan tidak diikutsertakan faktor biaya
4. Perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan
5. Tidak dibahas komponen-komponen sistem pendingin secara mendalam
6. Tidak ada aliran Counter flow
7. Dalam perhitungan perencanaan pemanas air hanya melakukan perhitungan dimensi
8. Data-data yang diperlukan dalam proses perhitungan perencanaan pemanas air diambil dari hasil pengujian mesin pendingin AC Split 1 Hp pada tugas akhir Dian Amarullah (2000)
9. Pemanas diasumsi anti karat dan terisolasi

1.6 Sistematika Penulisan

Adapun metode penulisan yang dipakai dalam penulisan tugas akhir ini yaitu studi pustaka dimana dibutuhkan beberapa buku sebagai referensi. Sedangkan sistematika dalam penulisan ini adalah sebagai berikut :

Bab I Pendahuluan

Pada Bab ini berisi latar belakang dibuatnya TA ini, permasalahan yang diangkat, tujuan dan manfaat dari perencanaan ini, batasan dan asumsi-asumsi yang digunakan agar tidak memperlebar pembahasan dari perencanaan ini, dan sistematika penulisan laporan penelitian ini.



Bab II Dasar Teori

Pada Bab ini berisi mengenai teori dasar yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum khususnya yang berhubungan dengan sistem pendingin ruangan dan tinjauan kepusatakan yang mendukung proses penulisan Tugas Akhir ini.

Bab III Metodologi Perencanaan

Pada Bab ini berisi langkah-langkah yang dilalui dalam proses perencanaan. Prosedur perencanaan digunakan sebagai petunjuk arah sehingga dalam proses perencanaan tidak akan menyimpang dari tujuan penelitian yang sudah ada. Prosedur perencanaan ini dilanjutkan dengan perhitungan perencanaan untuk mengetahui dimensi yang dibutuhkan dalam proses perencanaan kondensor berpendingin air.

Bab IV Instalasi dan Komponen Alat Uji

Pada bab ini membahas tentang intalasi AC Split dan komponen-komponen alat uji setelah adanya penambahan pemanas air

Bab V Prosedur Percobaan dan Pengambilan Data

Pada bab ini membahas tentang Prosedur percobaan dan prosedur pengambilan data pada kondensor berpendingin air

Bab VI Pembahasan

Pada bab ini membahas tentang keunggulan dari alat uji dan spesifikasi yang ada pada alat uji

Bab VII Kesimpulan

Bab ini berisi tentang kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan yang merupakan jawaban dari permasalahan yang diangkat pada penelitian tugas akhir ini.

**Seseorang yang mencari kemuliaan
tidak dapat mencapai semuanya.
Kesuksesan adalah hasil dari orang-orang
yang berjuang bersama-sama untuk meraih tujuan yang sama**

BAB II

DASAR TEORI



BAB II

DASAR TEORI

Kita merasa sedikit dingin setelah berenang meskipun udara saat hari panas. Hal ini disebabkan air di badan menyerap panas dan menguap. Dengan alasan yang sama kita merasa dingin saat mengoleskan alkohol pada tangan, alkohol menyerap panas dan terjadi penguapan.

Kita dapat membuat suatu benda menjadi lebih dingin dengan menggunakan gejala alam ini, yaitu : cairan menguap menyerap panas. Dengan cara inilah kita dapat mendinginkan suatu benda. Akan tetapi cairan harus ditambah karena habis menguap. Untuk itu diperlukan efek pendinginan yang menggunakan metode dimana gas-gas dikembalikan menjadi cairan dan selanjutnya kembali menguap menjadi gas. Dasar inilah yang digunakan dalam sistem pendinginan.

Dalam bidang teknik, istilah pendinginan harus dibayangkan lebih dari sekedar pendingin atau menjaga sesuatu tetap dingin, melainkan suatu sistem yang menghasilkan perpindahan kalor dari sumber (source) yang lebih dingin ke penyerap (Sink) yang lebih panas dimana hal tersebut membutuhkan masukan berupa kerja atau energi tambahan.

2.1 Aplikasi Termodinamika Untuk Pendingin

Termodinamika adalah ilmu yang mempelajari tentang panas, energi, kerja dan sifat – sifat dari zat yang berada pada suatu sistem yang berinteraksi dengan sekelilingnya.

2.1.1 Sifat - Sifat Termodinamika

Setiap mekanisme yang terjadi pada peralatan konversi energi selalu berhubungan dengan sifat – sifat termodinamika, terutama sekali pada proses pendinginan. Sifat – sifat termodinamika tersebut adalah sebagai berikut :

1. Suhu / Temperatur (t)

Menyatakan keadaan termal suatu benda dan kemampuan suatu benda untuk bertukar energi dengan benda lain yang bersentuhan dengannya.



$$\text{Suhu Absolut} = t^0 \text{K} = t^0 \text{C} + 273$$

Satuan : ^0K , ^0C , ^0F , ^0R .

2. Tekanan (P)

Tekanan adalah gaya normal (tegak lurus) yang diberikan oleh suatu fluida per satuan luas benda yang terkena gaya tersebut.

$$\text{Tekanan (Absolut)} = \text{Tekanan (Gauge)} + \text{Tekanan (Atmosfer)}$$

Satuan : Pa, Psia atau Psig, atm, Cm Hg, Bar dan sebagainya.

3. Kalor Spesifik (c)

Kalor Spesifik suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu satu satuan bahan tersebut sebesar $t^0\text{K}$ atau sebesar $t^0\text{C}$.

Ada dua kalor spesifik, yaitu kalor spesifik tekanan konstan (cp), dan kalor spesifik volume konstan (cv).

$$\text{Contoh : } cp \text{ air} = 4,19 \text{ KJ / Kg } ^0\text{C} \quad cv \text{ udara} = 1 \text{ KJ / Kg } ^0\text{C}$$

4. Enthalpi (h)

Merupakan kandungan energi termal yang dimiliki oleh suatu benda. Yang besarnya sangat dipengaruhi oleh suhu (T) dan Tekanan (P).

$$\text{Contoh : Enthalpi Freon 12 (} 20 ^0\text{C cair jenuh) : } hf = 12,863 \text{ Btu / lbm.}$$

$$\text{Enthalpi Freon 12 (} 20 ^0\text{C uap jenuh) : } hg = 79,385 \text{ Btu / lbm.}$$

5. Entropi (s)

Adalah sifat zat yang mengukur derajat keacakan atau ketidak pastian pada tingkat mikroskopis. Apabila dikaitkan dengan hukum termodinamika kedua maka entropi bisa dipakai untuk menyatakan arah berlangsungnya suatu proses. Hukum termodinamika kedua mengharuskan produk entropi bernilai ≥ 0 sehingga dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\Delta s > S_2 - S_1$$

$$\Delta s \geq 0$$

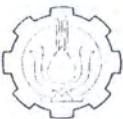
Bila : $\Delta s > 0$, maka proses akan berlangsung

$\Delta s = 0$, maka proses akan ideal

$\Delta s < 0$, maka proses tidak mungkin terjadi

6. Rapat Massa (ρ) dan Volume spesifik (ν)

Rapat massa adalah massa per satuan Volume, sedang volume spesifik adalah volume per satuan massa.



$$\rho = m / V \quad \text{dan} \quad v = V / m$$

Dimana : m = Massa (Kg, gr, lbm dsb)

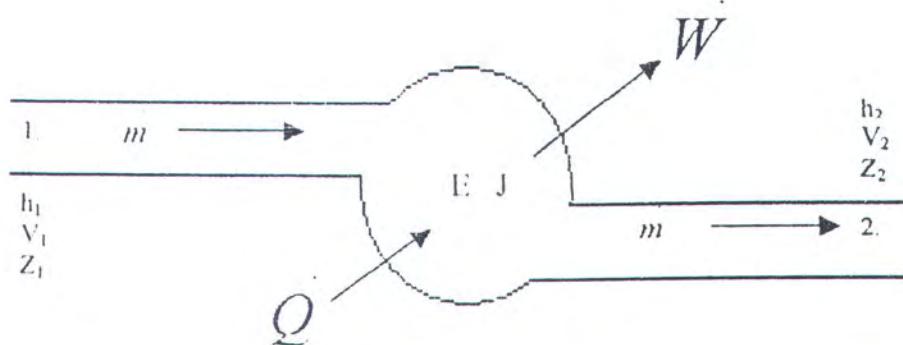
V = Volume (m³, cm³, liter dsb.)

2.1.2 Persamaan Energi Aliran Mantap (Steady State)

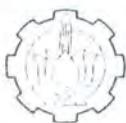
Setiap mekanisme yang terjadi pada peralatan konversi energi tidak terlepas dengan hukum termodinamika. Dalam beberapa proses termodinamika (Pemanasan dan Pendinginan) hukum dasar yang digunakan adalah aliran mantap.

Sebagian besar sistem refrigerensi dan pengkondisian udara, laju aliran massa tidak berubah dari waktu ke waktu (kalaupun ada itu hanyalah perubahan kecil), oleh karena itu laju aliran dapat dianggap mantap. Dan dapat dinyatakan dalam sebuah kesetimbangan energi, sebagai berikut :

$$m \left[h_1 + \frac{V_1^2}{2} + g.z \right] + q - m \left[h_2 + \frac{V_2^2}{2} + g.z \right] - W = \frac{dE}{dT} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1) \quad (\text{Ref 3 hal 20})$$



Gambar 2.1 Kesetimbangan energi pada sebuah volume air yang sedang mengalami laju aliran massa



Dengan : m = laju aliran massa $\frac{kg}{det}$

$$h = \text{enthalpi} , \frac{J}{kg}$$

$$v = \text{Kecepatan}, \frac{m}{\text{det}}$$

z = Ketinggian, m

$$g = \text{Gravitasi}, 9,8 \frac{m}{det^2}$$

q = Laju aliran massa dalam bentuk kalor , W

$W =$ Laju aliran energi dalam bentuk kerja , W

E = Energi dalam sistem , J

Oleh karena dibatasi pada masalah aliran mantap maka tidak ada perubahan harga E terhadap waktu, $\frac{dE}{dT} = 0$, perubahan energi kinetik, $\frac{V^2}{2} = 0$,

energi potensial, q_z , dapat diabaikan jika terlalu kecil dibandingkan dengan besarnya perubahan enthalpi, juga tidak ada kerja yang dilakukan, $w = 0$ maka persamaan kesetimbangan energi menjadi :

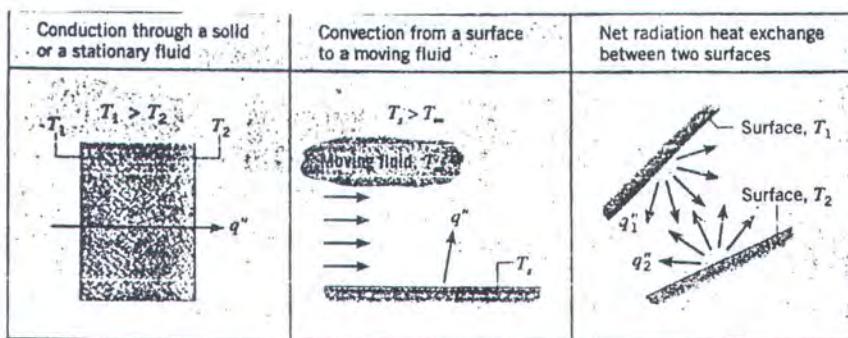
2.2 Tinjauan Perpindahan Panas

Definisi sederhana, umum dan cukup untuk menjawab pertanyaan : apa perpindahan panas (Heat Transfer) itu ? Perpindahan Panas adalah perpindahan energi sebagai hasil dari perbedaan temperatur.

Pada gambar (2.2) kami tunjukkan tipe dari proses perpindahan panas berbagai cara. Bila ada perbedaan temperatur di dalam media diam, boleh padat atau cair, kami menggunakan istilah konduksi untuk menunjukkan pada perpindahan panas yang terjadi melintasi media. Berbeda dengan istilah konveksi untuk menunjukkan pada perpindahan panas yang akan terjadi antara permukaan dan fluida yang bergerak ketika mereka berada pada perbedaan temperatur. Istilah ketiga perpindahan panas adalah radiasi panas. Semua permukaan pada



temperatur hingga memancarkan energi dalam bentuk gelombang elektromagnetik. Oleh karena itu, tanpa adanya media, ada perpindahan panas neto dengan cara radiasi antara dua permukaan yang berada pada perbedaan temperatur.



Gambar 2.2 Proses Perpindahan Panas Konduksi, Konveksi, dan Radiasi

2.2.1 Konduksi

Menunjuk pada kata konduksi kami akan segera membayangkan konsep aktivitas atomik dan molekular, dimana perpindahan panas terjadi pada tingkatan tersebut. Konduksi boleh dipandang sebagai perpindahan energi dari partikel lebih energik ke partikel kurang energik pada benda akibat dari interaksi antara partikel-partikel.

Mekanisme fisik konduksi dapat diterangkan dengan memperhatikan gas dan menggunakan idea sejenis dari latar belakang Termodinamika anda. Perhatikan gas yang berada pada perbedaan temperatur dan asumsikan bahwa tidak ada pergerakan yang besar. Gas berada pada ruangan diantara dua permukaan yang dipertahankan pada perbedaan temperatur. Dan asumsikan bahwa tidak ada pergerakan yang besar. Gas berada pada ruangan antara dua permukaan yang dipertahankan pada perbedaan temperatur, seperti ditunjukkan pada gambar (2.3). Kami gabungkan temperatur pada setiap titik dengan energi yang disimpan oleh molekul gas pada titik yang saling berdekatan. Energi ini dihubungkan dengan pergerakan traslasi sembarang, rotasi dan getaran dari molekul-molekul. Selanjutnya temperatur lebih tinggi yang berarti molekul yang



lebih berenergi akan memindahkan energi ke molekul yang kurang berenergi atau temperatur yang lebih rendah. Dengan adanya perbedaan temperatur, perpindahan energi oleh konduksi harus terjadi dalam arah ke temperatur yang lebih rendah.

Pada gambar (2.3) merupakan salah satu contoh perpindahan kalor konduksi. Bidang hipotetikal pada Xo dilalui secara konstan oleh molekul – molekul dari atas kebawah akibat dari pergerakan acak (random). Molekul – molekul dari atas bertemperatur lebih tinggi daripada molekul dari bawah. Pada keadaan itu harus ada perpindahan energi netto pada arah positif. Karena dari pergerakan acak ini, kami dapat mengatakan bahwa perpindahan panas oleh konduksi sebagai energi difusi.



Gambar 2.3 Perpindahan panas Konduksi dengan difusi energi akibat dari aktivitas molekular

Contoh perpindahan panas secara konduksi adalah digambarkan dengan sendok logam dicelupkan ke dalam cangkir kopi panas, ujung tangkai sendok akan menjadi hangat akibat dari konduksi energi melalui sendok tersebut. Pada musim dingin ada kerugian energi dari ruang yang dihangatkan ke udara luar. Kerugian ini diakibatkan oleh perpindahan panas konduksi melalui dinding yang sebagai pemisah antara ruangan dengan udara luar.

Hal ini memungkinkan untuk mengetahui besarnya proses perpindahan panas dalam istilah persamaan aliran. Persamaan ini boleh digunakan untuk menghitung besarnya energi yang dipindahkan per satuan waktu. Untuk konduksi



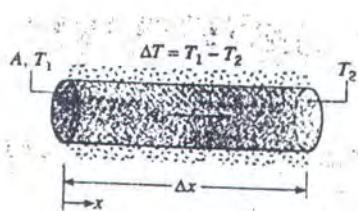
panas persamaan aliran dikenal sebagai hukum Fourier. Persamaan aliran ini dinyatakan sebagai fluk panas q_x'' (W / m^2).

$$q_x = -k \frac{dT}{dX} \dots \quad (2.3) \text{ (ref 2 hal 4)}$$

Fluk panas (q_x) adalah laju perpindahan panas dalam arah X per satuan luas yang tegak lurus pada arah perpindahan dan itu sebanding dengan gradien temperatur atau dT / dX pada arah ini. Konstanta pembanding (k) adalah sifat transpot yang dikenal sebagai konduktivitas panas (W / m.k) dan merupakan karakteristik material dinding. Tanda minus pada persamaan diatas adalah sebagai konsekuensi kenyataan, bahwa panas dipindahkan dari temperatur tinggi ke temperatur rendah.

Persamaan (2.3) menunjukkan bentuk sederhana dari persamaan laju konduksi. Walaupun itu sederhana, tetapi itu mendapat penggunaan yang sering dalam menghubungkan perbedaan temperatur secara keseluruhan yang terjadi pada media dimana panas dipindahkan secara konduksi untuk melaluinya. Hukum fourier adalah hukum fenomenalogika, yang mana hukum itu dikembangkan dari fenomena pengamatan. Oleh karena itu kami pandang persamaan laju sebagai generalisasi yang didasarkan pada banyak kejadian pada percobaan. Sebagai contoh, perhatikan percobaan konduksi gambar (2.4). Sebuah batang bulat yang diketahui jenis materialnya di isolasi pada permukaan memanjangnya, sambil kedua ujung permukaannya dipertahankan pada temperatur yang berbeda dengan $T_1 > T_2$. Perbedaan temperatur itu menyebabkan perpindahan panas konduksi dalam arah X positif. Kami dapat merubah laju perpindahan energi (q_x) dan kami mencari untuk menentukan bagaimana (q_x) tergantung pada variabel (ΔT) atau perbedaan temperatur, (ΔX) atau panjang batang, dan (A) atau luas penampang melintang.

Dalam perubahan jenis marterial (Dari logam ke Plastik), kami akan mencari bahwa perbandingan di atas tetap berlaku. Tetapi kami akan mendapatkan bahwa untuk nilai yang sama dari A , ΔX , ΔT , nilai q_x akan lebih kecil untuk material plastik daripada untuk logam. Itu menyatakan, bahwa angka perbandingan dapat dikonversiakan pada persamaan dengan jalan memperkenalkan sebuah koefisien yang menyatakan ukuran dari sifat kelakuan material.



Gambar 2.4 Percobaan Konduksi Panas

Dari penjelasan gambar diatas maka dapat diperoleh persamaan sebagai berikut :

$$q_x = -k \cdot A \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots \quad (2.4)_{(\text{ref 2 hal 45})}$$

dimana ; q_x	=	Laju Perpindahan panas konduksi (W)
k	=	Konduktivitas Termal (W / m K)
A	=	Luas Penampang (m^2)
dT / dX	=	Gradien Temperatur Searah Sumbu X

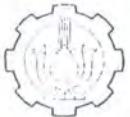
atau untuk fluk panas ;

Tanda minus diperlukan karena kenyataan bahwa panas selalu berpindah dalam arah ke temperatur yang lebih kecil.

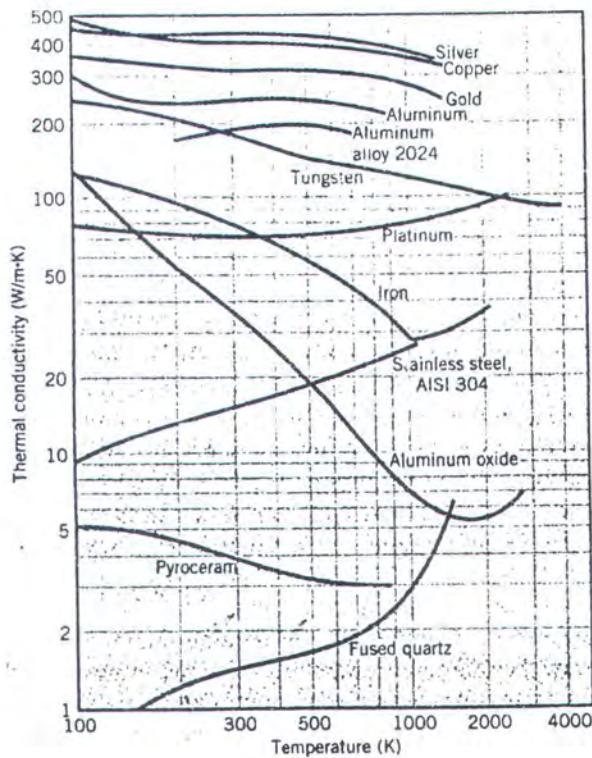
Hukum fourier lebih didasarkan pada generalisasi yang didasarkan pada kejadian percobaan. Konduksi itu juga adalah sebuah pernyataan yang menentukan sifat material terpenting, konduktifitas termal. Akhirnya, catatan bahwa hukum fourier berlaku untuk semua material, tanpa memperdulikan keadaanya padat, cair atau gas.

2.2.2 Konduktivitas Termal

Penggunaan difusi panas perlu pengetahuan tentang konduktivitas panas. Sifat ini yang ditujukan sebagai sifat transport menunjukkan indikasi laju yang



mana energi dipindah oleh proses difusi. Konduktivitas panas tergantung pada struktur zat, atom dan molekul yang dihubungkan dengan keadaan zat. Pada bagian ini kami memperhatikan bentuk variasi zat, aspek penting identifikasi kelakuananya dan menunjukkan nilai sifat tipikal.



Gambar 2.5 Konduktivitas Termal untuk berbagai jenis zat pada temperatur dan tekanan normal

Dari hukum Fourier fluks konduksi panas akan bertambah dengan pertambahan konduktivitas termal. Mengingat kembali mekanisme fisik yang berhubungan dengan konduksi bagian, itu juga mengikuti bahwa pada umumnya konduktivitas panas benda padat adalah lebih besar daripada konduktivitas cairan, yang lebih besar dari konduktivitas gas. Sebagai gambaran pada gambar (2.5), konduktivitas panas pada benda padat mungkin lebih besar daripada gas. Kecenderungan ini akibat besarnya perbedaan ruang antara molekular untuk dua keadaan tersebut.

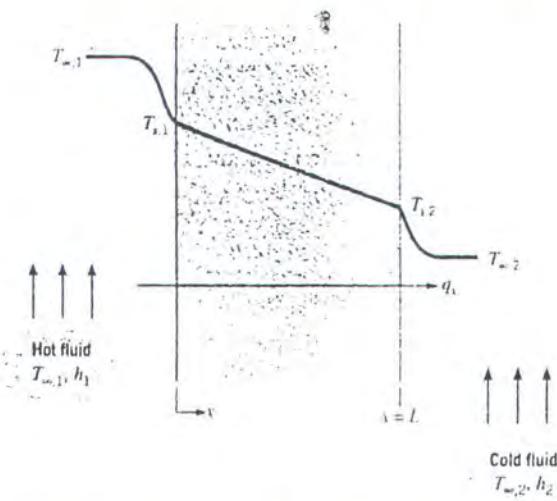


2.2.3 Konduksi Satu Dimensi , Steady State

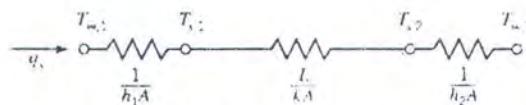
Pada penjelasan ini kami memperlakukan situasi yang mana panas dipindahkan oleh difusi dibawah keadaan satu dimensi, steady state. Istilah satu dimensi menunjukkan pada kenyataan bahwa hanya satu koordinat dibutuhkan untuk menggambarkan variasi ruangan pada variabel ketergantungan. Maka dalam sistem satu dimensi, gradien temperatur hanya terjadi memanjang arah koordinat tunggal dan perpindahan panas terjadi khusus pada arah tersebut. Sistem dikarakteristikkan dengan keadaan steady state, jika semua sifatnya bukan merupakan variasi terhadap waktu. Walaupun kesederhanaan model satu dimensi, steady state dapat dipakai untuk mewakili secara teliti pada sebagian besar sistem teknik.

2.2.3.1 Dinding Datar

Untuk konduksi satu dimensi pada dinding datar, temperatur adalah hanya fungsi koordinat x dan panas dipindahkan hanya dalam arah tersebut. Pada gambar (2.6), dinding datar memisahkan dua fluida pada temperatur yang berbeda. Perpindahan panas terjadi oleh konveksi dari fluida panas pada $T_{\infty,1}$ kesatu permukaan dinding pada $T_{s,1}$ oleh konduksi melalui dinding, dan oleh konveksin dari permukaan lain dinding pada $T_{s,2}$ ke cairan dingin $T_{\infty,2}$.



Gambar 2.6 (a) Distribusi temperatur Perpindahan panas melalui dinding datar



Gambar 2.6 (b) Sirkuit termal ekuivalen Perpindahan panas melalui dinding datar

Kami memulai dengan memperhatikan kondisi di dalam dinding. Pertama kami akan menentukan distribusi temperatur, yang mana kami akan dapat memperoleh laju perpindahan panas konduksi.

Dari hasil itu terang bahwa untuk satu dimensi, konduksi steady state dalam dinding datar tanpa adanya pembangkitan panas dalam dan konduktivitas termal konstan, temperatur berubah secara linear x.

Sekarang kami mempunyai ditribusi temperatur hingga dapat menggunakan hukum Fourier, persamaan 2.4 untuk menentukan laju perpindahan panas konduksi sebagai berikut :

$$q_x = -k A \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots \dots \dots \quad (2.6) \quad (\text{ref 2 hal 76})$$

Catat bahwa A adalah luas normal dinding pada arah perpindahan panas dan bahwa flux panas adalah :

$$q''_x = q_x / A = \frac{k}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots \dots \dots \quad (2.7) \quad (\text{ref 2 hal 76})$$

2.2.3.2 Tahanan Termal

Pada dasarnya ada analogi antara difusi panas dan muatan listrik. Seperti pada tahanan listrik boleh dihubungkan dengan konduksi panas. Dari bentuk persamaan laju untuk dinding datar, tahanan termal konduksi adalah :

$$R_{t, \text{kond}} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q} = \frac{L}{kA} \dots \dots \dots \quad (2.8) \quad (\text{ref 2 hal 76})$$

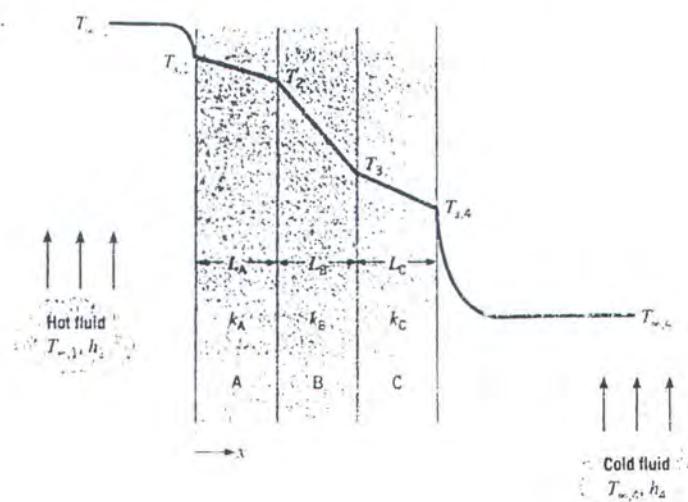


Dalam bentuk perbedaan temperatur total, $T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$, dan tahanan total pada Perpindahan panas dapat juga dinyatakan sebagai :

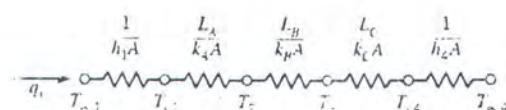
$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \dots\dots\dots (2.9) \text{ (ref 2 hal 77)}$$

2.2.3.3 Dinding Susunan

Sirkuit termal ekuivalen boleh juga digunakan untuk sistem lebih komplek, seperti dinding susunan (composite wall). Dinding itu boleh terdiri dari beberapa jumlah tahanan termal seri dan paralel sebagai akibat dari lapisan – lapisan material yang berbeda. Adapun mengenai sirkuit termal ekuivalen untuk dinding komposisi dapat dilihat pada gambar (2.7) dibawah ini :



(a)



(b)

Gambar 2.7 Sirkuit termal ekuivalen untuk dinding komposisi



Maka :

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right) + \left(\frac{L_A}{k_A A}\right) + \left(\frac{L_B}{k_B A}\right) + \left(\frac{L_C}{k_C A}\right) + \left(\frac{1}{h_4 A}\right)} \dots\dots\dots (2.10) \text{ (ref 2 hal 78)}$$

Bentuk lain laju perpindahan panas dapat dihubungkan pada perbedaan temperatur dan tahanan yang disesuaikan masing – masing elemen. Sebagai contoh :

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{\left(\frac{L_A}{k_A A}\right)} = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{L_B}{k_B A}\right)} \dots\dots\dots (2.11) \text{ (ref 2 hal 78)}$$

Dengan sistem komposisi itu sering lebih enak untuk bekerja dengan koefisien perpindahan panas total (U) yang didefinisikan oleh ekspresi analog pada hukum Newton pendinginan sebagai :

$$q_x = U A \Delta T \dots\dots\dots (2.12) \text{ (ref 2 hal 78)}$$

Dimana ΔT adalah perbedaan temperatur total. Dan koefisien perpindahan panas total adalah U , Luas penampang adalah A . Dari persamaan 2.10 kami menemukan bahwa $UA = 1/R_{tot}$, pada kasus untuk dinding komposisi seperti .

$$U = \frac{1}{R_{tot} A} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1}\right) + \left(\frac{L_A}{k_A}\right) + \left(\frac{L_B}{k_B}\right) + \left(\frac{L_C}{k_C}\right) + \left(\frac{1}{h_4}\right)} \dots\dots\dots (2.13) \text{ (ref 2 hal 78)}$$



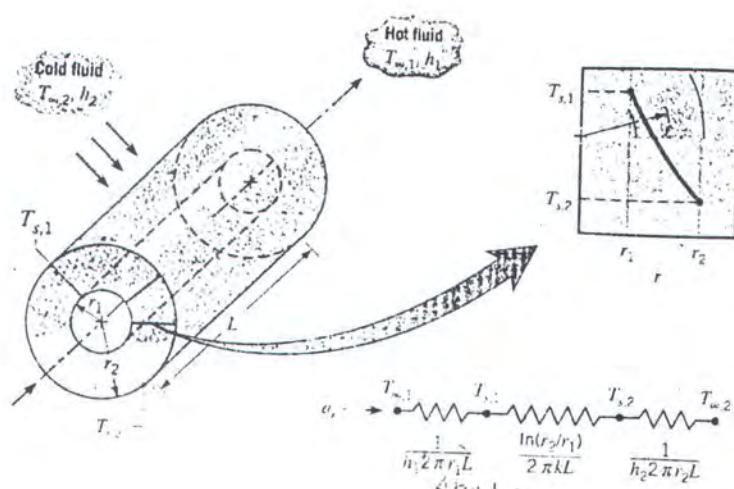
Pada umumnya kami dapat menulis :

$$R_{\text{tot}} = \sum R_i = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad \dots \dots \dots \quad (2.14) \quad (\text{ref 2 hal 78})$$

2.2.3.4 Sistem Silinder

Sistem silinder pada prakteknya sering terjadi gradien temperatur hanya dalam arah radial dan oleh karena itu boleh dikategorikan satu dimensi. Lebih lanjut dibawah kondisi steady state dengan tanpa adanya pembangkitan panas dalam, sistem ini boleh dianalisis dengan persamaan dari hukum Fourier. Contoh umum adalah silinder berongga yang permukaan dalam dan luarnya terbuka untuk fluida pada temperatur berbeda (gambar 2.8). Untuk kondisi steady state dengan tanpa adanya pembangkitan panas dalam, bentuk yang sesuai dari persamaan panas untuk sistem silinder adalah :

$$q_r = \frac{2\pi L k (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad \dots \dots \dots \quad (2.15) \quad (\text{ref 2 hal 91})$$



Gambar 2.8 Silinder berongga dengan kondisi permukaan konveksi



Dari persamaan diatas jelas bahwa untuk konduksi dalam silinder berongga, tahanan termal adalah :

$$R_{t, \text{kond}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi J/k} \quad (2.16) \quad (\text{ref 2 hal 92})$$

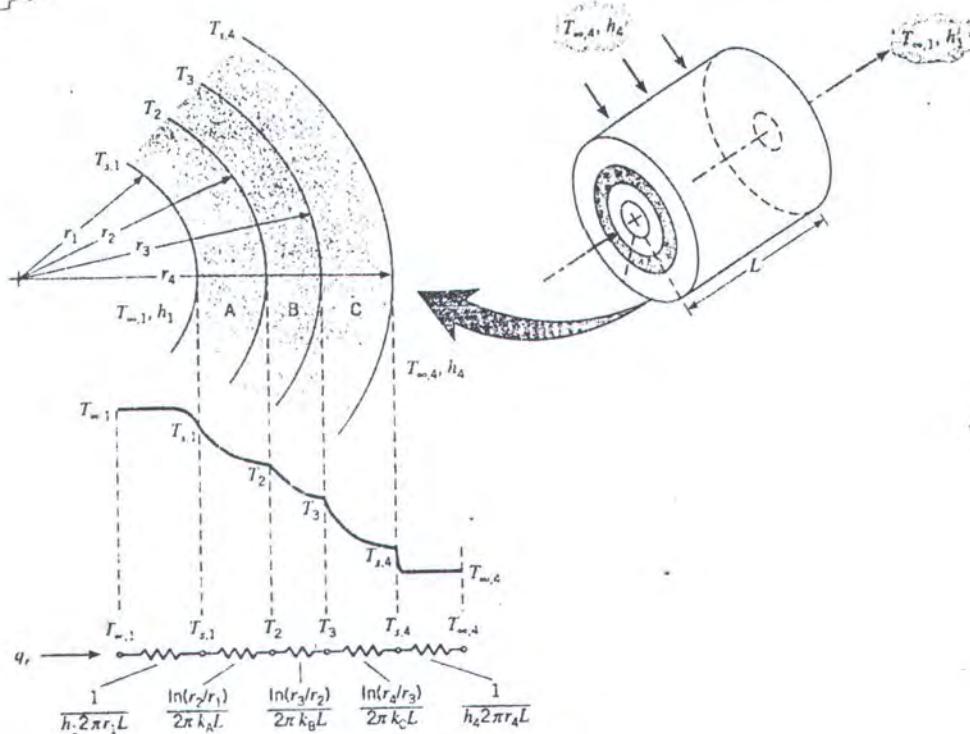
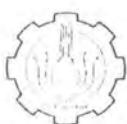
Sekarang perhatikan sistem gabungan atau komposisi gambar (2.9). Lihat kembali bagaimana kami memperlakukan dinding datar gabungan dan mengabaikan tahanan kontak antara permukaan, laju perpindahan panas dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi K_A L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi K_B L} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi K_C L} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}} \quad \dots \dots \dots (2.17)$$

Hasil lebih lanjut dapat juga dinyatakan dalam bentuk koefisien perpindahan panas total sebagai berikut :

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{R_{tot}} = U A \left(T_{\infty,1} - T_{\infty,4} \right) \dots \dots \dots \quad (2.18) \text{ (ref 2 hal 92)}$$

Mengenai distribusi temperatur untuk dinding silinder komposisi dapat dilihat di gambar (2.9).



Gambar 2.9 DISTRIBUSI TEMPERATUR UNTUK DINDING SILINDER KOMPOSISI

Dimana $A_1 = 2\pi r_1 L$, maka dengan memasukkan rumus luas permukaan disamping ke dalam pers 2.17 dan pers 2.18 di dapatkan persamaan baru sebagai berikut :

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_B} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_C} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_1}{r_4} \frac{1}{h_4}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.19) \quad (\text{ref 2 hal 93})$$

Persamaan 2.18 menentukan U dalam bentuk luas permukaan dalam (A_1) dari silinder komposisi. Definisi ini adalah sembarang dan koefisien total dapat juga ditentukan dalam bentuk (A_4) atau setiap besaran luas yang berada di antara A_1 dan A_2 . Catat bahwa :

$$U_1 A_1 = U_2 A_2 = U_3 A_3 = U_4 A_4 = \frac{1}{R_i}$$

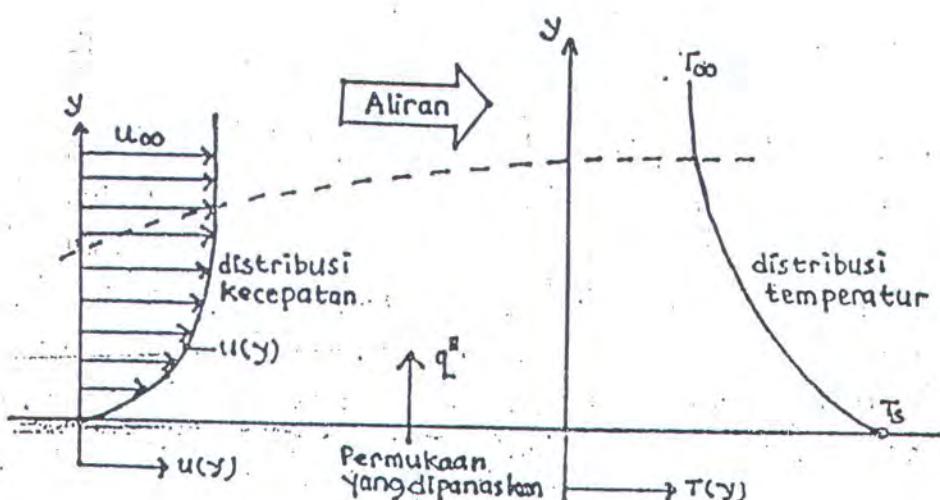
Dan bentuk spesifik U_2, U_3, U_4 , dapat disimpulkan dari persamaan 2.17



2.2.4 Konveksi

Konveksi merupakan perpindahan panas yang terjadi antara permukaan dan fluida yang bergerak ketika mereka berada pada perbedaan temperatur. Perpindahan panas konveksi terjadi oleh dua cara yaitu pergerakan molecular acak dan pergerakan macroskopik fluida yang berada pada lapisan batas. Kontribusi sebagai akibat pergerakan molecular acak (difusi) umumnya dominan pada daerah permukaan, dimana kecepatan fluida adalah rendah. Sedangkan kontribusi akibat gerakan mikroskopik sebagai akibat pergerakan fluida dalam gumpalan dari nyatanya bahwa lapisan lapisan batas membesar sesuai dengan kemampuan dalam arah x.

Perpindahan panas konveksi sebagai perpindahan energi terjadi dalam fluida akibat dari efek kombinasi konduksi dan pergerakan kasar fluida. Pada umumnya energi yang dipindahkan adalah energi sensible energi dalam dari fluida. Begitu pula proses konveksi untuk berbagai kasus, sebagai tambahan pertukaran panas latent. Pertukaran panas latent ini biasanya dihubungkan dengan perubahan fase antara keadaan cairan dan uap fluida.



Gambar 2.10 Pengembangan lapisan batas dalam perpindahan panas konveksi



Persamaan yang umum digunakan adalah sebagai berikut :

$$q'' = h(T_s - T_{\infty})$$

$$q'' = \frac{q}{A} = h(T_s - T_\infty)$$

$$q = hA(T_s - T_{\infty}) \dots \quad (2.20) \text{ (ref 4 hal 12)}$$

Dimana :

q'' = Flux panas konveksi, $\left(\frac{W}{m^2} \right)$

q = Laju perpindahan panas konveksi, (W)

T_s = Temperatur permukaan ($^{\circ}\text{C}$)

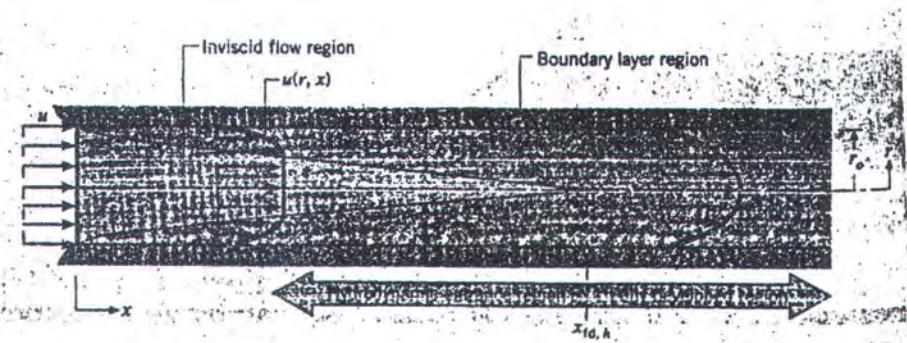
T_{∞} = Temperatur Fluida ($^{\circ}\text{C}$)

A = Luas permukaan (m²)

2.2.4.1 Aliran Dalam

Aliran dalam seperti yang terjadi di dalam pipa adalah suatu aliran dimana fluida dibatasi oleh permukaan sehingga lapisan batas tidak dapat berkembang secara bebas pada aliran luar.

Pada aliran tidak laminer dimana fluida memasuki pipa dengan kecepatan yang tidak seragam dimana fluida berkontak dengan permukaan lapisan batas akan berkembang dengan bertambahnya X . Pengembangan ini akibat mengecilnya daerah yang tidak berviscous dan menghasilkan pertemuan lapisan batas pada garis sumbu pipa, jarak ujung masuk sampai lapis batas bertemu disebut dengan panjang masukan hidrodinamik (Hidrodinamic entry length X_{fidh}). Untuk $x > X_{fidh}$ lapis batas dan oleh karena efek viskositas berkembang pada seluruh luas penampang pipa dan aliran ini disebut menjadi berkembang penuh (Fully developed).



Gambar 2.11 Aliran Laminer, pengembangan lapisan hidrodinamic didalam pipa

Untuk mengetahui apakah aliran laminer atau turbulen harus mengetahui besarnya bilangan reynold (Re).

$$Re_D = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad \dots \dots \dots (2.21) \quad (\text{ref 2 hal 421})$$

Jika Re_D kurang dari 2300 maka aliran adalah laminer dan untuk Re_D lebih besar dari 2300 adalah aliran *turbulen*.

2.2.4.2 Aliran Turbulen di Dalam Pipa

Karena kondisi aliran turbulen adalah telah menekankan pada penentuan hubungan empirik. Eksprei klasik dalam menentukan bilangan *Nusselt* lokal untuk aliran *turbulen* pengembangan penuh didalam pipa halus (*fully developed turbulent flow in a smooth circular tube*), oleh *colbum* dan dapat ditentukan dengan menggunakan analogi *ChiltonColbum*. Untuk aliran dalam analogi tersebut dapat dinyatakan dalam bentuk :

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = S_t \Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu_D}{Re_D} \Pr^{\frac{2}{3}} \quad \dots \dots \dots (2.22) \quad (\text{ref 5 hal 26})$$

Dengan memasukkan faktor gesekan maka di dapatkan persamaan *Colbum* :

$$Nu_D = 0,023 \ Re_D^{4/5} \ Pr^{1/3} \quad \dots \dots \dots (2.23) \quad (\text{ref 5 hal 26})$$



Sedangkan untuk persamaan *Dittus-Boelter* sedikit berbeda dengan persamaan diatas dan dinyatakan dalam bentuk :

Dimana nilai dari $n = 0,4$ untuk pemanasan ($T_s > T_m$) dan $n = 0,3$ untuk pendinginan ($T_s < T_m$). Persamaan diatas telah dikonfirmasikan secara eksperimental untuk kondisi :

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 \leq \Pr \leq 16.700 \\ \text{Re}_D \geq 10.000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

Tetapi persamaan tersebut hanya digunakan untuk beda temperatur kecil sampai sedang, $T_s - T_m$ dengan semua sifat dihitung pada T_m . Untuk sifat yang dikarakteristikkan oleh variasi sifat yang besar, itu direkomendasikan bahwa persamaan sebagai berikut sebagai hasil dari *Siede dan State* untuk digunakan :

$$Nu_D = 0,027 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots \dots \dots \quad (2.25) \quad (\text{ref 5 hal 26})$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 \leq \Pr \leq 16.700 \\ \text{Re}_D \geq 10.000 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

Dimana semua prpertiis kecuali μ_s dihitung pada T_m catatan bahwa korelasi tersebut diatas cukup baik sebagai pendekatan untuk kedua kondisi temperatur permukaan konstan dan fluk panas konstan.

Karena bilangan *Nusselt* rata-rata Nu_D untuk seluruh pipa tergantung pada sifat kondisi masukan, bilangan *Reynolds* dan *Prandtl* korelasi yang digunakan secara umum tidak tersedia. Cara dimana bilangan *Nusselt* bervariasi



pada daerah masukan diteangkan oleh *Notter dan Sleicher, Kays dan Perkin*. Tetapi sebagai pendekatan pertama persamaan yang lalu dapat digunakan untuk mendapatkan estimasi yang baik tentang Nu_D jika $L/D \geq 60$. Catatan bahwa ketika menentukan Nu_D semua propertis harus dihitung pada rata-rata aritmatika temperatur rata-rata $T_m = (T_{m,i} + T_{m,o}) / 2$.

Ini juga perlu dicatat bahwa persamaan tersebut diatas dapat berguna pada kondisi permukaan yang halus. Laju perpindahan panas adalah lebih besar untuk permukaan kasar, dan bilangan *Nusselt* dapat diestimasikan dengan menggunakan analogi *Cillton Colbum*.

Akhirnya persamaan tersebut diatas tidak dapat dipakai pada cairan logam $3 \times 10^{-3} \leq Pr \leq 5 \times 10^{-2}$ untuk aliran turbulen pengembangan penuh untuk ($L/D \geq 60$) di dalam pipa halus dengan fluk panas konstan, *Skupinki* dan kawan-kawan merekomendasikan sebuah korelasi yang berbentuk :

$$Nu_D = 4,82 + 0,0185 Re_D^{0,825}$$
$$\left[\begin{array}{l} 3,6 \times 10^3 < Re_D < 9,05 \times 10^5 \\ 10^2 < Re_D < 10^4 \end{array} \right] q_s = \text{kons tan} \quad \dots \dots \dots \quad (2.26) \quad (\text{ref 5 hal 27})$$

Persoalan yang mirip untuk temperatur permukaan konstan *Seban dan Shimazaki* merekomendasikan hubungan sebagai berikut :

$$Nu_D = 5,0 + 0,025 Re_D^{0,8} \quad (T_s = \text{Kons tan}) \quad \dots \dots \dots \quad (2.27) \quad (\text{ref 5 hal 27})$$

Untuk persamaan-persamaan yang lain dapat dilihat pada tabel 2.1 (tabel konveksi korelasi aliran untuk pipa silinder)



Tabel 2.1 Summary of convection correlations for flow in circular tube

Correlation		Conditions
$f = 64/Re_D$	(8.19)	Laminar, fully developed
$Nu_D = 4.36$	(8.53)	Laminar, fully developed, uniform q''_s , $Pr \geq 0.6$
$Nu_D = 3.66$	(8.55)	Laminar, fully developed, uniform T_s , $Pr \geq 0.6$
$\overline{Nu}_D = 3.66$ $+ \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	(8.56)	Laminar, thermal entry length ($Pr \gg 1$ or an unheated starting length), uniform T_s
or		
$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	(8.57)	Laminar, combined entry length $\{[Re_D Pr(L/D)]^{1/3}(\mu/\mu_s)^{0.14}\} \geq 2$, uniform T_s , $0.48 < Pr < 16,700$, $0.0044 < (\mu/\mu_s) < 9.75$
$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	(8.20a) ^c	Turbulent, fully developed, $Re_D \leq 2 \times 10^4$
$f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	(8.20b) ^c	Turbulent, fully developed, $Re_D \geq 2 \times 10^4$
or		
$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	(8.21) ^c	Turbulent, fully developed, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	(8.60) ^d	Turbulent, fully developed, $0.6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10,000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0.4$ for $T_s > T_m$ and $n = 0.3$ for $T_s < T_m$
or		
$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	(8.61) ^d	Turbulent, fully developed, $0.7 \leq Pr \leq 16,700$, $Re_D \geq 10,000$, $L/D \geq 10$
or		
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.63) ^d	Turbulent, fully developed, $0.5 < Pr < 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	(8.65)	Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform q''_s , $3.6 \times 10^3 < Re_D < 9.05 \times 10^5$, $10^2 < Pe_D < 10^4$
$Nu_D = 5.0 + 0.025(Re_D Pr)^{0.8}$	(8.66)	Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform T_s , $Pe_D > 100$

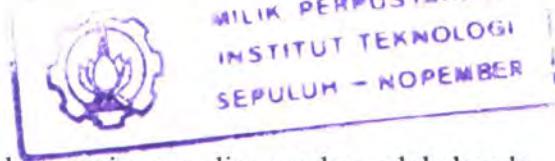
^aThe mass transfer correlations may be obtained by replacing Nu_D and Pr by Sh_D and Sc , respectively.

^bProperties in Equations 8.53, 8.55, 8.60, 8.61, 8.63, 8.65, and 8.66 are based on T_m ; properties in Equations 8.19, 8.20, and 8.21 are based on $T_f = (T_s + T_m)/2$; properties in Equations 8.56 and 8.57 are based on $\bar{T}_m = (T_{m,1} + T_{m,2})/2$.

^cEquations 8.20 and 8.21 pertain to smooth tubes. For rough tubes, Equation 8.63 should be used with the results of Figure 8.3.

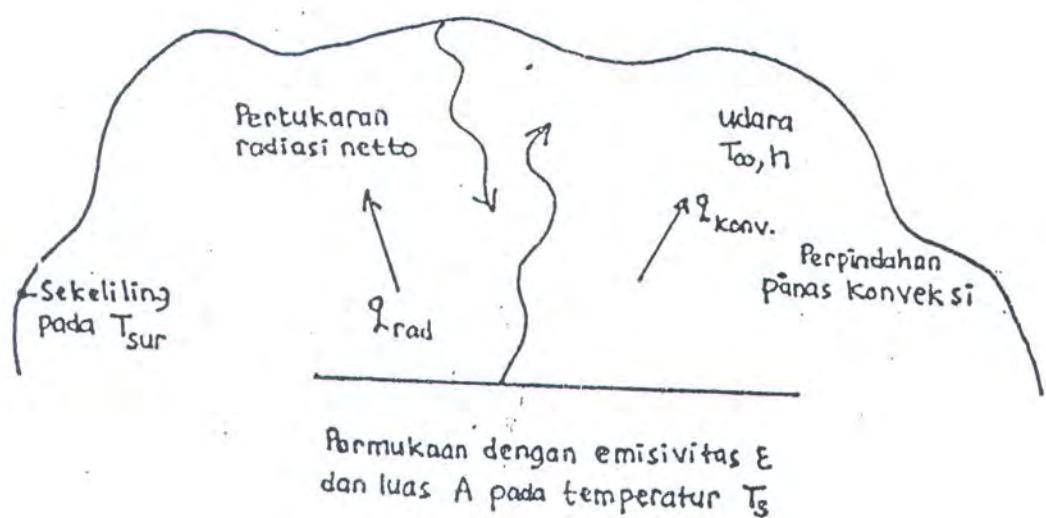
^dAs a first approximation, Equation 8.60, 8.61, or 8.63 may be used to evaluate the average Nusselt number \overline{Nu}_D over the entire tube length, if $(L/D) \geq 10$. The properties should then be evaluated at the average of the mean temperature, $\bar{T}_m = (T_{m,1} + T_{m,2})/2$.

^eFor tubes of noncircular cross section, $Re_D = D_h u_m / \nu$, $D_h = 4A_e/P$, and $u_m = \dot{m}/\rho A_e$. Results for fully developed laminar flow are provided in Table 8.1. For turbulent flow, Equation 8.60 may be used as a first approximation.



2.2.5 Radiasi

Perepindahan panas radiasi adalah energi yang dipancarkan oleh benda yang mempunyai tempertur hingga sekelilingnya, dimana pancaran tersebut dengan perantaraan gelombang elektromagnetik. Secara otomatis dapat dilihat pada gambar 2.12



Permukaan dengan emisivitas ϵ
dan luas A pada temperatur T_s

Gambar 2.12 Perpindahan panas antara permukaan dan lingkungan

Besarnya laju perpindahan panas radiasi adalah :

$$q = \epsilon \sigma A (T_s^4 - T_{sur}^4) \dots \dots \dots (2.28) \text{ (ref 4 hal 15)}$$

Dimana :

ϵ = Emisivitas bahan

σ = Konstanta Stefan Bolstman

= $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

T_s = Temperatur permukaan

T_{sur} = Temperatur sekitar

2.3 Penukar Kalor

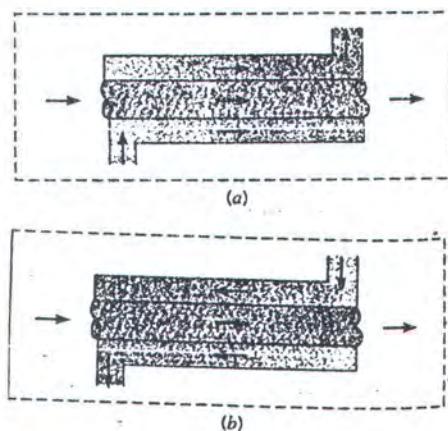
Proses penukaran kalor dua fluida, yang berbeda temperatur dan dipisahkan oleh dinding banyak digunakan dalam aplikasi rekayasa. Alat yang digunakan untuk implementasi pertukaran ini disebut dengan penukar kalor (Heat Exchanger), dan penggunaannya banyak dijumpai pada system ruang pemanas, AC, system pembangkit tenaga listrik dan system proses kimia.

2.3.1 Jenis – jenis Penukar Kalor

Ada beberapa perbedaan jenis penukar kalor yang diklasifikasikan menurut susunan aliran fluida. Konfigurasi aliran sederhana adalah penukar kalor



dimana fluida panas dan dingin mengalir pada arah yang sama atau berlawanan yang dipisahkan oleh dinding datar atau susunan pipa kosentrik. Konfigurasi pipa kosentrik ini ditunjukkan secara sistematis pada gambar (2.13). Pada susunan aliran searah (Pararel Flow), fluida panas dan dingin masuk pada ujung yang sama, mengalir pada arah yang sama dan berakhir pada ujung yang sama pula. Pada susunan aliran berlawanan (Counter Flow), fluida masuk pada ujung yang berlawanan, mengalir secara berlawanan arah, dan berakhir pada ujung yang berlawanan pula.

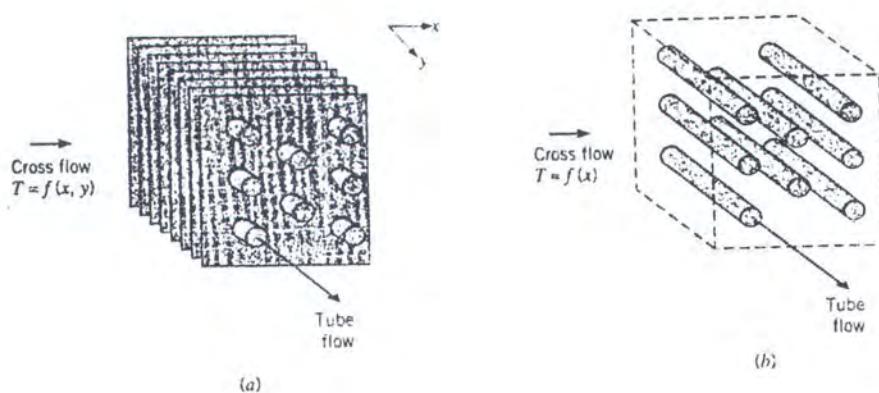


Gambar 2.13 Penukar kalor pipa kosentrik

Konfigurasi alternatif adalah penukar kalor yang mana fluida bergerak dalam arah melintang (Cross Flow) atau dengan sudut saling tegak lurus antara satu sama lainnya. Konfigurasi ini biasanya digunakan dalam pemakaian gas dimana gas dipaksakan mengalir diatas susunan pipa – pipa. Dua kemungkinan dari susunan penukar kalor aliran melintang adalah aliran gas tidak dicampur (Unmixed) sebab gas tersebut tidak dapat bergerak dengan bebas dalam arah normal terhadap arah aliran gas tersebut. Pipa bersirip, penukar cross flow ini sangat luas penggunannya dalam aplikasi bidang keteknikan. Sedangkan jenis yang lainnya adalah bila gas dapat bergerak secara bebas sehingga pencampuran mungkin terjadi. Jenis ini disebut dengan penukar kalor cross flow dengan gas bercampur (Mixed). Bila fluida tidak bercampur (Unmixed) maka fluida dikarakteristikkan oleh distribusi temperatur dua dimensi yaitu memanjang dan

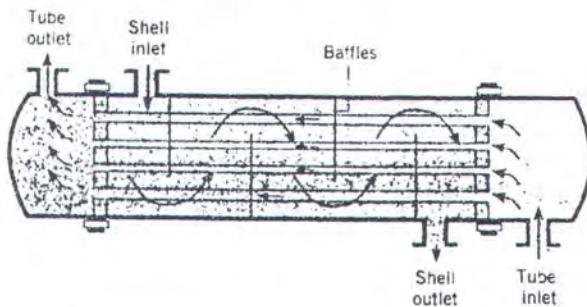
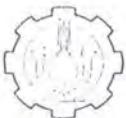


normal pada arah aliran. Sedangkan untuk fluida yang bercampur (Mixed) variasi temperatur dalam arah aliran.

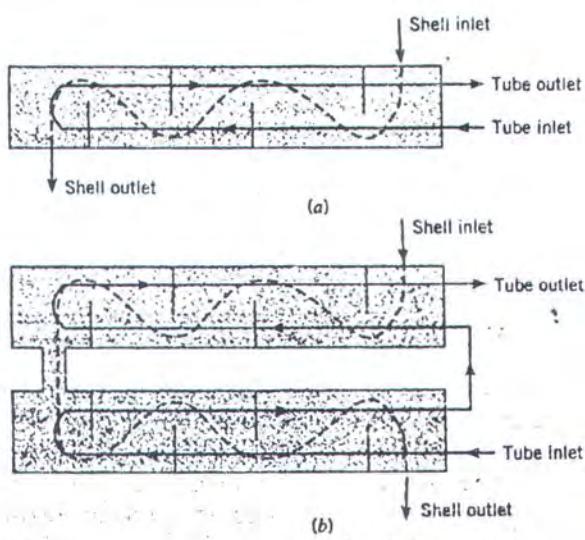


Gambar 2.14 Penukar kalor Jenis Cross Flow

Kondisi aliran menjadi sangat rumit untuk penukar kalor jenis “ Shell and Tube ”, yang hanya digunakan untuk perpindahan panas antara cairan dengan cairan dan terdiri dari susunan pipa – pipa bulat yang ditempatkan di dalam silinder Shell. Ada beberapa bentuk klasifikasi tergantung dari jumlah pipa dan shell yang dilalui oleh cairan. Konfigurasi yang paling sederhana adalah laluan shell tunggal dan laluan pipa tunggal (One shell Pass and One tube Pass) yang dapat ditunjukkan pada gambar (2.15), cross baffle biasanya ditempatkan dalam penukar kalor untuk menimbulkan turbulensi pada fluida dalam shell dan untuk mendapatkan komponen aliran melintang pada kecepatan aliran fluida relatif terhadap pipa – pipa. Gabungan dari efek ini adalah menghasilkan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi untuk permukaan pipa laluan. Perpindahan panas keseluruhan dapat juga dinaikkan dengan menggunakan laluan pipa shell berulang kali, penukar kalor yang mempunyai baffle dengan laluan shell satu dan dengan menggunakan laluan pipa dua atau kelipatannya, gambar (2.15)



Gambar 2.15 Pemukar kalor shell and tube dengan laluan shell tunggal dan laluan pipa tunggal

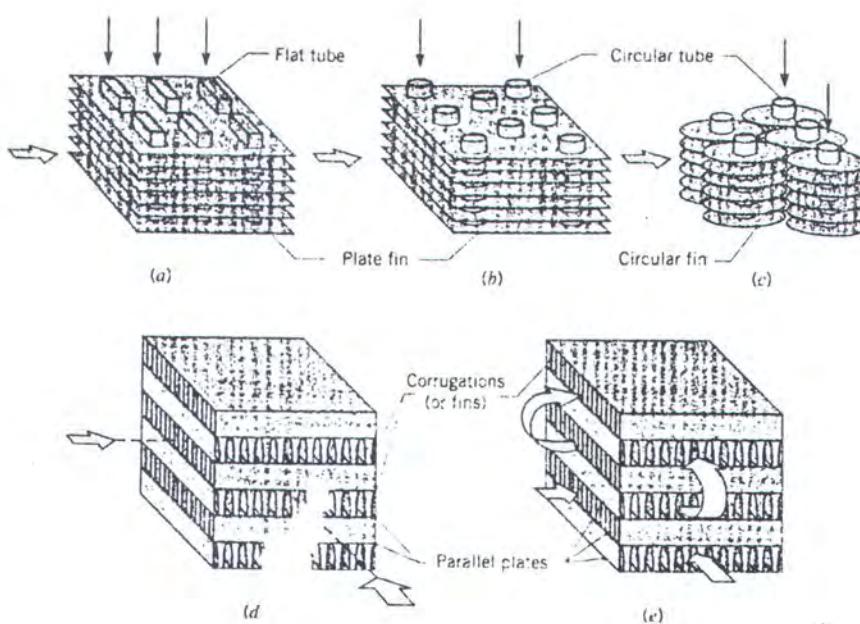


Gambar 2.16 Pemukar kalor shell and tube (a) laluan sheel tunggal dan dua laluan pipa (b) dua laluan shell dan empat laluan pipa

Jenis penukar kalor yang lainnya adalah penukar kalor kompak (Compact Heat Exchanger) pada jenis ini digunakan untuk mendapatkan luas permukaan perpindahan yang sangat besar per satuan volume dari penukar kalor gambar (2.17). Jenis ini biasanya digunakan bila koefisien perpindahan panas konveksi yang berhubungan dengan salah satu fluida adalah jauh lebih kecil dibandingkan



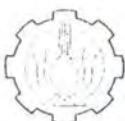
dengan salah satu fluida kedua atau dengan kata lain perpindahan panas antara cairan dan cairan. Fin atau sirip seringkali digunakan pada sisi dimana koefisien perpindahan panas konveksinya kecil atau sisi gas. Sebagai tambahan bahwa penukar kalor dari gas ke gas sering digunakan pada “ Regenerator ”. Penukar kalor ini melibatkan permukaan yang berputar dan aliran periodic, yang membolehkan pada tempat yang sama untuk ditempati oleh gas panas dan dingin secara bergantian.



Gambar 2.17 Penukar Kalor Kompak

2.3.2 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Bagian yang penting dan seringkali tidak adanya kepastian dalam mendesain maupun menganalisa suatu perpindahan kalor adalah penentuan harga koefisien perpindahan panas keseluruhan. Jika dua fluida pada penukar kalor dipisahkan oleh dinding datar , maka koefisien perpindahan panas dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :



$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1}\right) + \left(\frac{L}{k}\right) + \left(\frac{1}{h_0}\right)}$$

Sedangkan jika kedua fluida tersebut dipisahkan oleh dinding pipa silinder maka koefisien perpindahan panas adalah sebagai berikut :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_0}{k} \ln\left(\frac{r_0}{r_1}\right) + \left(\frac{r_0}{r_1}\right) \frac{1}{h_1}}$$

atau :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_0}{k} \ln\left(\frac{r_0}{r_1}\right) + \left(\frac{r_1}{r_0}\right) \frac{1}{h_0}}$$

Dimana :

$$U_1 \cdot A_1 = U_0 \cdot A_0$$

Koefisien tersebut diatas hanya berlaku jika kondisi dinding pemisah fluida dalam keadaan bersih (Perhitungan desain Penukar Kalor). Bila penukar kalor sudah terpasang pada suatu instalasi maka akan terjadi pengotoran dimana hal ini akan mempengaruhi besarnya koefisien perpindahan panas sehingga dalam menganalisa unjuk kerja dari penukar kalor harus dimasukkan tahanan termal tambahan yang disebut dengan faktor pengotoran (Fouling factor), R_f . Harga dan nilainya tergantung dari temperatur operasi, kecepatan fluida aliran dan lamanya operasi penukar kalor yang bersangkutan. Dengan memasukkan tahanan termal ini koefisien perpindahan panas keseluruhan akan menjadi :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_{f,0} + \frac{r_0}{k} \ln\left(\frac{r_0}{r_1}\right) + \left(\frac{r_0}{r_1}\right) R_{f,1} + \left(\frac{r_0}{r_1}\right) \frac{1}{h_1}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.29)$$

atau :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_{f,1} + \frac{r_1}{k} \ln\left(\frac{r_0}{r_1}\right) + \left(\frac{r_1}{r_0}\right) R_{f,0} + \left(\frac{r_1}{r_0}\right) \frac{1}{h_0}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.30)$$



Contoh dari besarnya harga factor pengotoran tersaji dalam tabel 2.2

Tabel 2.2 Faktor Pengotoran

Jenis Fluida	R_f ($m^2 \cdot K/W$)
Seawater and treated boiler feedwater (below $50^0 C$)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above $50^0 C$)	0.0002
River water	0.0002 - 0.0001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (Non Oil bearing)	0.0009

Koefisien perpindahan panas secara keseluruhan dapat ditentukan dengan mengetahui h_0 , $R_{f,0}$ dan $R_{f,1}$ dimana harga koefisien konveksi dapat ditentukan dengan korelasi perpindahan panas konveksi yang telah dibahas pada baba sebelumnya. Perlu dicatat bahwa persamaan 2.29 dan persamaan 2.30 tersebut tidak memasukkan suku konduksi dinding pemisah fluida karena dinding pemisah biasanya tipis dengan konduktivitas yang tinggi. Contoh dari nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk berbagai jenis fluida tersaji pada tabel 2.3

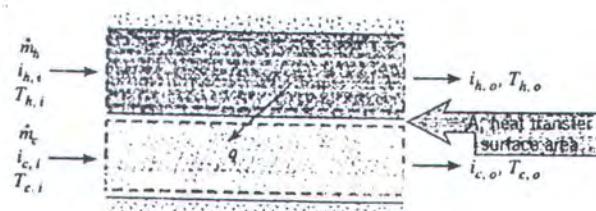
Tabel 2.3 Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk berbagai jenis fluida

Kombinasi Fluida	U ($W/m^2 \cdot K$)
Water to water	650 – 1700
Water to oil	110 – 350
Steam Condenser (water in tubes)	1000 – 6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800 – 1400
Alcohol Condenser (water in tubes)	250 – 700
Finned tube heat exchanger (water in tubes, air on cross flow)	25 – 50

2.3.3 Analisis Perpindahan Kalor (Metode Perbedaan Temperatur Rata - rata Logaritmik LMTD)

Untuk merencanakan atau memperkirakan unjuk kerja dari penukar kalor, maka sangat penting untuk mendapatkan hubungan antara laju perpindahan panas total dengan temperatur fluida yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas secara keseluruhan dan luas permukaan total perpindahan panas. Laju perpindahan panas tersebut juga bias diperoleh dari kesetimbangan energi pada fluida panas dan dingin seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.18 dimana q adalah laju perpindahan panas total antara fluida panas dan dingin dengan pengandaian bahwa perpindahan panas antara penukar kalor dengan sekeliling dapat diabaikan dan mengabaikan juga perbedaan energi kinetik dan potensial antar asisi masukan dan keluaran. Sehingga laju perpindahan panas total dapat dituliskan sebagai berikut :

dan



Gambar 2.18 Kesetimbangan Energi Antara fluida Panas dan dingin



Persamaan 2.31a dan persamaan 2.31b berhubungan dengan perubahan enthalpy fluida panas dan fluida dingin. Selain itu persamaan tersebut diatas tidak tergantung dengan konfigurasi arah aliran.

Ekspresi lain yang sangat berguna adalah dengan menghubungkan antara laju perpindahan panas total dengan beda temperatur (ΔT) antara fluida panas dan fluida dingin, dimana :

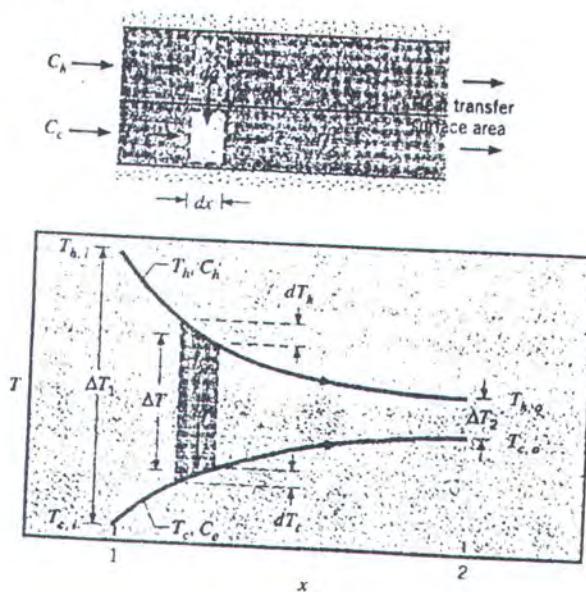
$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.32) \text{ (ref 2 hal 587)}$$

Dari persamaan tersebut diatas akan diperluas dengan hukum Newton-pendinginan dengan koefisien perpindahan panas keseluruhan, U yang digunakan sebagai pengganti koefisien konveksi tunggal h . Akan tetapi karena T bervariasi terhadap posisi pada penukar kalor, maka ini perlu untuk bekerja dengan persamaan laju dalam bentuk :

$$q = U A \Delta T_m \quad (2.33) \text{ (ref 2 hal 588)}$$

Dimana ΔT_m adalah harga rata – rata yang mewakili pada perbedaan temperatur.

Distribusi temperatur fluida panas dan dingin yang berhubungan dengan penukar panas sangat tergantung dengan konfigurasi aliran fluida (aliran pararel ; berlawanan ; silang). Distribusi temperatur penukar kalor dengan aliran fluida pararel dapat dilihat pada gambar (2.19).



Gambar 2.19 Distribusi temperatur penukar kalor dengan aliran fluida pararel



Beda temperatur (ΔT) adalah mula – mula besar akan tetapi kemudian akan menurun tajam dengan tambahan x , mendekati asymptotik nol. Ini sangat penting untuk dicatat bahwa, untuk kondisi aliran paralel, temperatur luaran dari fluida dingin tidak pernah melebihi temperatur fluida panas.

Bentuk dari (ΔT) sangat ditentukan dengan menggunakan kesetimbangan energi untuk elemen diferensial pada fluida panas dan dingin. Kesetimbangan energi tersebut dianalisis dengan pengandaian sebagai berikut :

1. Penukar kalor diinsulasi dari sekeliling sehingga tidak ada panas yang hilang karenanya.
2. Konduksi pipa memanjang pada pipa diabaikan.
3. Perubahan energi potensial dan energi kinetik diabaikan.
4. Panas spesifik fluida diabaikan.
5. Koefisien perpindahan panas keseluruhan adalah konstan.

Dengan menggunakan kesetimbangan energi untuk masing – masing elemen kecil pada gambar (2.19), maka dapat diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$dq = -m_h c_{p,h} dT_h = -c_h dT_h \quad \dots \dots \dots \quad (2.34) \quad (\text{ref 2 hal 589})$$

dimana C_h dan C_p adalah laju kapasitas panas fluida panas dan dingin. Perlu dicatat bahwa bila :

$$dq = m_c c_{p,c} dT_c = c_c dT_c \quad \dots \dots \dots \quad (2.35) \quad (\text{ref 2 hal 589})$$

Persamaan diatas apabila diintegrasikan akan didapatkan persamaan (2.31a) dan persamaan (2.31b). Laju perpindahan panas melintang pada luas permukaan dA dapat dinyatakan dengan :

$$dq = U \Delta T dA \quad \dots \dots \dots \quad (2.36) \quad (\text{ref 2 hal 589})$$

Dimana $\Delta T = T_h - T_c$ adalah perbedaan temperatur local antara fluida panas dan dingin. Sehingga bentuk integrasi dari persamaan (2.32) akan menjadi

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c$$

sehingga dengan meggabungkan persamaan (2.34) dan (2.35) maka didapatkan :



$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \dots \dots \dots \quad (2.37) \text{ (ref 2 hal 589)}$$

dengan memasukkan dq dari persamaan 2.36 dan diintegrasikan pada seluruh penukar kalor, maka akan didapatkan :

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA \dots \dots \dots \quad (2.38) \text{ (ref 2 hal 589)}$$

atau

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \dots \dots \dots \quad (2.39) \text{ (ref 2 hal 589)}$$

Dengan memasukkan C_h dan C_c dari persamaan 2.31a dan 2.31b maka akan didapatkan :

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

Dimana :

$$\Delta T_2 = (T_{h,0} - T_{c,0}) \text{ dan } \Delta T_1 = (T_{h,1} - T_{c,1})$$

Persamaan diatas sama dengan persamaan 2.33, yaitu :

$$q = UA \Delta T_m$$

Dimana :

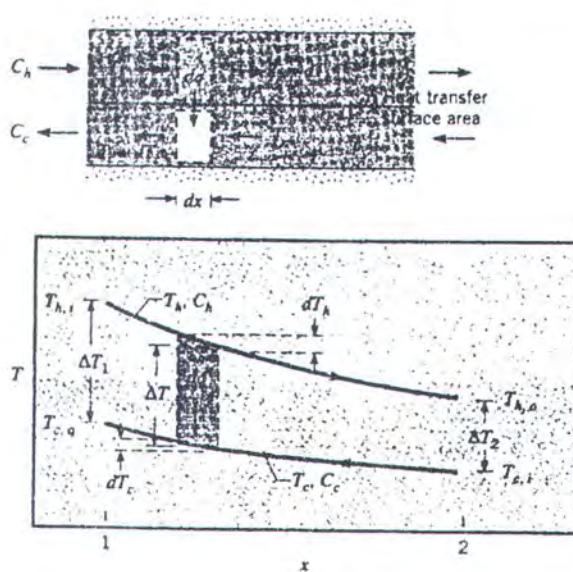
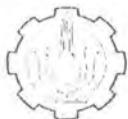
$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \dots \dots \dots \quad (2.40) \text{ (ref 2 hal 590)}$$

dan

$$\Delta T_2 = (T_{h,2} - T_{c,2}) = (T_{h,0} - T_{c,0})$$

$$\Delta T_1 = (T_{h,1} - T_{c,1}) = (T_{h,l} - T_{c,l})$$

Sedangkan untuk penukar kalor aliran berlawanan ditunjukkan pada gambar 2.20 dimana terlihat bahwa distribusi temperaturnya sangat berbeda dengan jenis aliran parallel (gambar 2.19).



Gambar 2.20 Distribusi temperatur penukar kalor aliran berlawanan

Berbeda dengan penukar kalor aliran parallel, konfigurasi ini menempatkan perpindahan panas antara bagian yang lebih panas dua fluida dekat daerah masukan, begitu pula halnya antara bagian lebih dingin dua fluida dekat daerah keluar. Oleh karena itu perubahan pada perbedaan temperatur $\Delta T = T_h - T_c$ yang berhubungan dengan x tidak sebesar pada daerah masuk pada penukar kalor aliran parallel. Perlu diperhatikan bahwa temperatur luaran dari fluida dingin bisa jadi melebihi temperatur luaran dari fluida panas.

Dengan cara analisis yang sama dengan penukar kalor aliran parallel, maka besarnya laju perpindahan panas total pada penukar kalor aliran berlawanan dapat dituliskan sebagai berikut :

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

dimana :

$$\begin{aligned} \Delta T_2 &= (T_{h,2} - T_{c,2}) = (T_{h,0} - T_{c,1}) \\ \Delta T_1 &= (T_{h,1} - T_{c,1}) = (T_{h,l} - T_{c,0}) \dots \dots \dots \quad (2.41) \quad (\text{ref 2 hal 591}) \end{aligned}$$

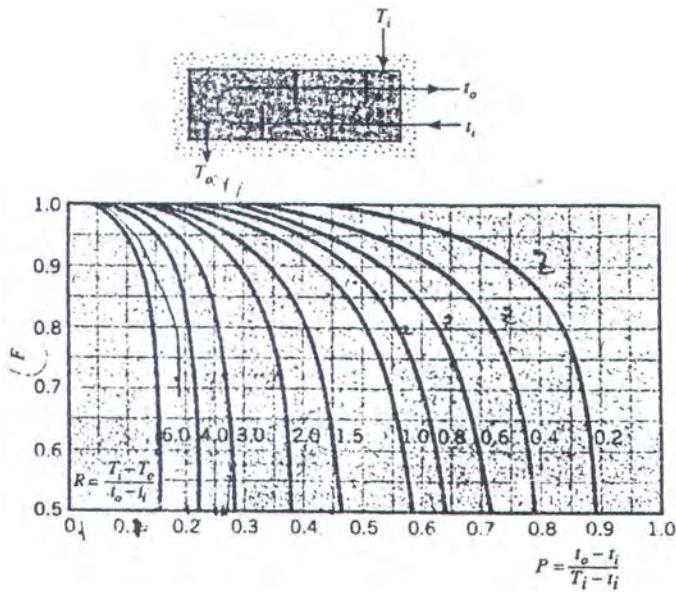


2.3.4 Penukar Kalor Aliran Melintang

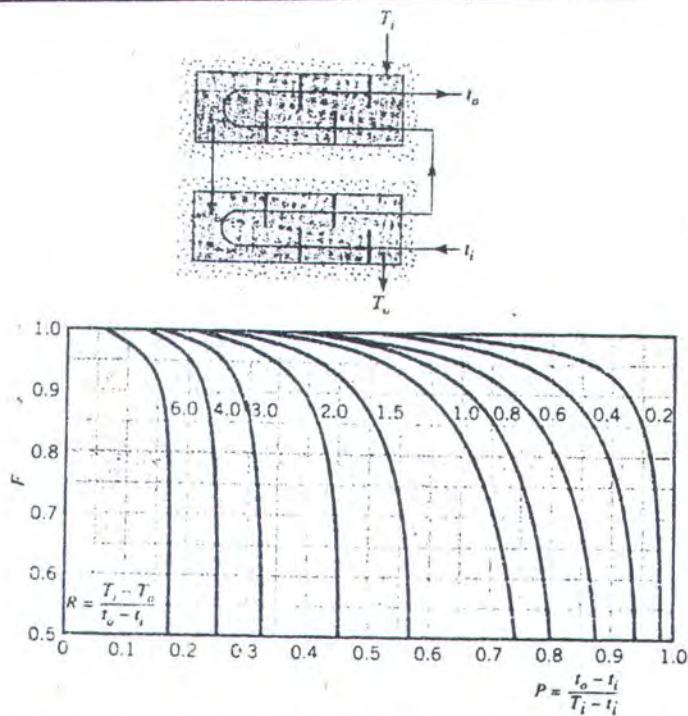
Analisis perpindahan panas total pada penukar kalor beberapa kali laluan dan aliran melintang akan menjadi lebih rumit bila dibandingkan dengan penukar kalor aliran pararel dan berlawanan. Walaupun demikian persamaan yang dikembangkan tetap berlaku untuk analisis perpindahan panas total untuk penukar kalor beberapa laluan dan aliran melintang meskipun harus dilakukan beberapa modifikasi. Modifikasi analisis yang dilakukan adalah dinyatakan dalam bentuk :

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2.42) \quad (\text{ref 2 hal 592})$$

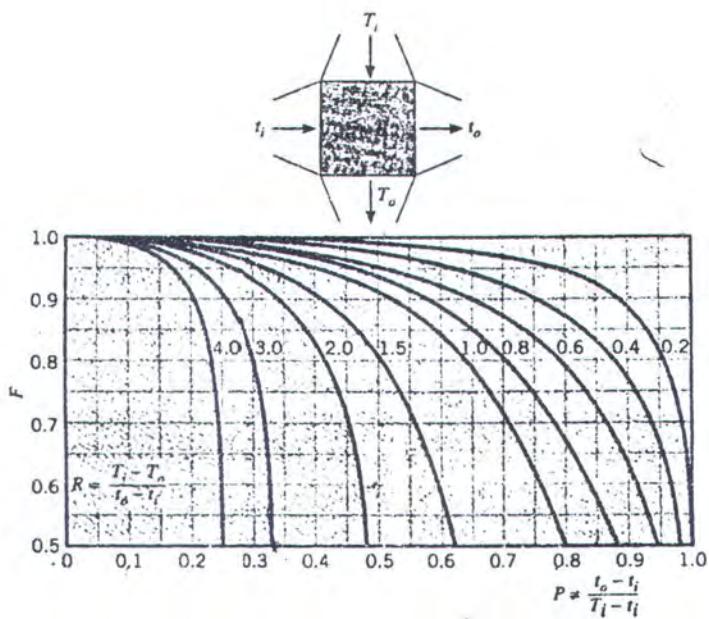
Dimana ΔT_{lm} diapatkan dengan menggunakan faktor koreksi pada nilai ΔT_{lm} yang dihitung pada kondisi aliran berlawanan (persamaan 2.41). Sedangkan faktor koreksi F didapatkan dari gambar 2.21 sampai dengan gambar 2.24 masing-masing untuk penukar kalor “Shell and Tube” dengan satu shell dan setiap perkalian dari dua pipa laluan (Dua, empat, dst) dan “Shell and Tube” dengan dua shell dan setiap perkalian dari empat pipa laluan (Empat, delapan, dst).



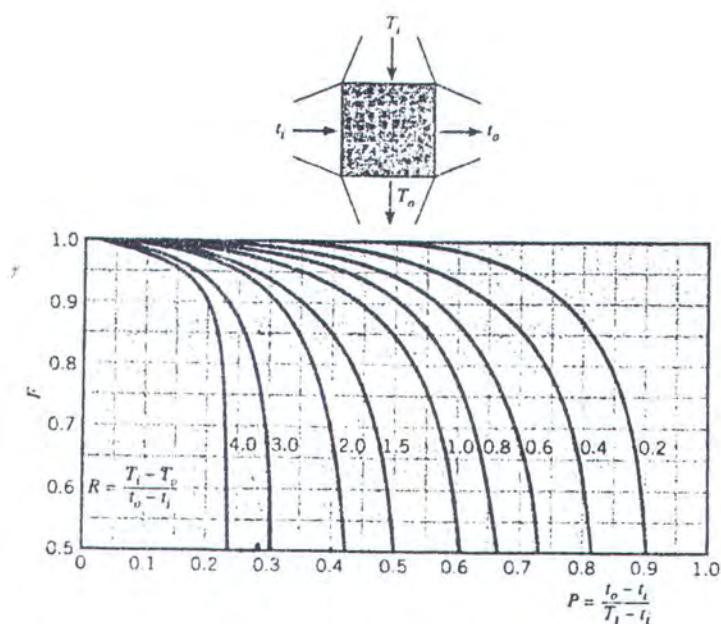
Gambar 2.21 Factor koreksi untuk penukar kalor shell and tube dengan satu shell dan setiap perkalian dari dua pipa laluan (dua, empat dst)



Gambar 2.22 Factor koreksi untuk penukar kalor shell and tube dengan dua shell dan setiap perkalian dari empat pipa laluan (empa, delapan dst)



Gambar 2.23 Factor koreksi untuk penukar kalor aliran melintang dengan satu laluan dengan dua fluida campuran

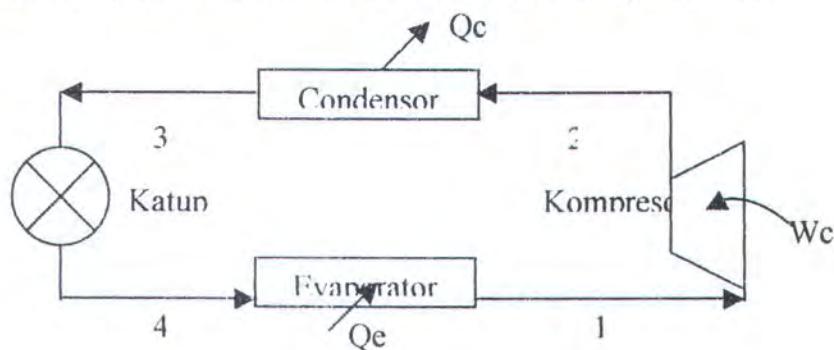


Gambar 2.24 Factor koreksi untuk penukar kalor aliran melintang dengan satu fluida campuran dan campuran fluida yang lainnya

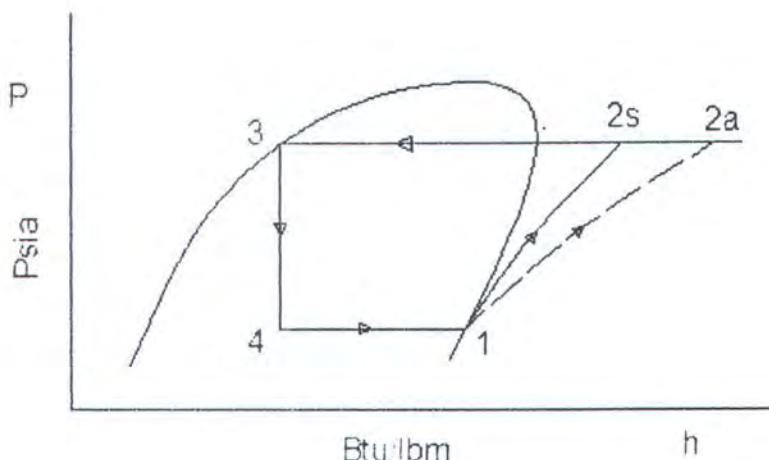
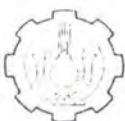
Pernyataan aljabar untuk factor koreksi, F telah dikembangkan untuk bermacam-macam konfigurasi penukar kalor *shell and Tube* maupun aliran melintang dan hasilnya disajikan dalam bentuk grafis. Notasi (T, t) dimana varibel t selalu menandai fluida yang mengalir di dalam pipa. Dengan konversi ini maka tidak ada masalah apakah fluida panas atau dingin mengalir melalui *shell* ataupun pipa.

2.4 Siklus Kompresi Uap

Siklus kompresi uap merupakan siklus yang digunakan dalam melaksanakan praktikum, dimana siklus tersebut sebagai berikut :



Gambar 2.25 Blok Diagram Siklus Kompresi uap Standart



Gambar 2.26 Diagram $p - h$ siklus kompresi uap standart

Sifat kompresi uap terdiri dari empat proses, yaitu :

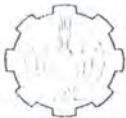
➤ Proses 1-2 : Proses Kompresi Dalam Kompresor

Pada Proses kompresi ideal ($1 - 2_s$) dianggap tidak ada perpindahan panas yang terjadi antara refrigeran dan sekelilingnya (Proses Adiabatik), juga dianggap tidak ada kerugian gesekan antara refrigeran dengan komponen-komponen kompresor. Proses ini juga disebut dengan proses isentropik, yaitu suatu proses dimana nilai dari entropinya adalah konstan. Proses ini merubah dari kondisi uap jenuh pada tekanan P_1 (Low Side Pressure) menjadi uap kering pada tekanan P_2 (High Side Pressure).

Pada proses kompresi aktual ($1 - 2_a$) terjadi perpindahan panas dan gesekan antara refrigeran dengan sekelilingnya, sehingga proses yang terjadi bukan adiabatik maupun isentropik.

➤ Proses 2-3 : Proses Kondensasi

Pada proses ini dianggap tidak terjadi penurunan tekanan (Drop Pressure) sehingga proses disebut isobarik, yaitu suatu proses dimana tekanannya konstan. Proses ini merubah refrigeran dari kondisi uap lanjut (titik 2) menjadi cair jenuh (Titik 3) dilakukan dengan jalan mengalirkan udara melalui kondensor, sehingga disini terjadi perpindahan panas antara refrigeran dengan udara.



➤ Proses 3-4 : Proses Ekspansi

Dalam ekspansion device terjadi penurunan tekanan tanpa terjadi perubahan enthalpi dari kondisi cair jenuh (Titik 3) menjadi kondisi campuran (Titik 4). Dengan turunnya tekanan menyebabkan temperatur refrigeran menjadi turun. Refrigeran dengan suhu yang sangat dingin ini dialirkan ke evaporator.

➤ Proses 4-1 : Proses Penguapan (Evaporasi)

Pada proses ini dianggap tidak terjadi penurunan tekanan seolah halnya pada kondensor, proses ini merubah kondisi refrigeran dari kondisi campuran (Titik 4) menjadi uap jenuh (Titik 1) dengan jalan melewatkannya udara melalui evaporator. Disini terjadi perpindahan panas antara refrigeran dengan udara. Temperatur refrigeran naik sampai menjadi uap jenuh, sedangkan udara keluar evaporator menjadi dingin. Udara dingin inilah yang dimanfaatkan sebagai pengkondisian udara.

Secara termodinamika prinsip kerja siklus pendingin kompresi uap tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut :

Proses : 1 – 2s : Proses kompresi isentropik (Ideal) pada kompresor

$$W_{cs} = m (h_{2s} - h_1)$$

1 – 2a : Proses kompresi aktual pada kompresor

$$W_{ca} = m (h_{2a} - h_1)$$

2 – 3 : Proses pembuangan kalor pada kondensator secara isobarik

$$Q_c = m (h_2 - h_3)$$

3 – 4 : Proses ekspansi pada katup ekspansi secara iso - enthalpi

$$m h_3 = m h_4$$

4 – 1 : Proses pemasukan kalor pada evaporator secara isobarik

$$Q_e = m (h_1 - h_4)$$

Dalam penampangannya siklus kompresi uap harus dimodifikasi agar keadaan fluida kerja berada dalam fase uap jenuh sebelum masuk kompresor (proses kompresi).



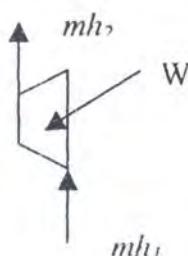
Diagram P - h diatas menunjukkan siklus yang banyak dipraktekkan dilapangan. Refrigeran sebagai fluida kerja dikompresikan dari titik 1 (uap jenuh) hingga mencapai tekanan dan temperatur tertentu (biasanya lebih besar dari tekanan dan temperatur lingkungan). Pada proses kondensasi dalam kondensor (masuk kondensor) harus lebih tinggi dari temperatur coolant yang digunakan. Selanjutnya proses kondensasi berlangsung hingga refrigerant menjadi cair jenuh (titik 3). Agar refrigeran dapat disirkulasikan kembali kedalam evaporator maka refrigeran cair tersebut harus diturunkan temperaturnya hingga mencapai temperatur kerja evaporator (biasanya lebih rendah dari temperatur lingkungan), hal ini harus dipenuhi agar objek / ruangan yang didinginkan dapat melepaskan kalornya secara alamiah menguapkan refrigerant di dalam evaporator (titik 4) menjadi refrigeran uap jenuh pada titik 1. Selanjutnya proses akan berlangsung secara terus-menerus seperti semula.

2.5 Kompresor Unit

Kompresor unit terdiri dari motor penggerak dan kompresor. Kompresor bertugas untuk menghisap dan menekan refrigeran sehingga refrigeran beredar dalam unit mesin pendingin. Sedangkan motor penggerak bertugas memutar kompresor tersebut. Kerja dari kompresor itu sendiri berdasarkan persamaan sebagai berikut :

$$m h_1 + W = m h_2$$

$$W = m (h_2 - h_1) \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2.43)$$



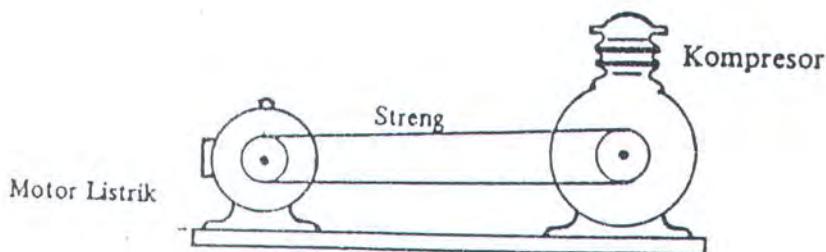
Gambar 2.27 Bagan Skema Kompresor

Ditinjau dari cara penggerakannya kompresor unit dibagi menjadi tiga macam yaitu :



2.5.1 Jenis unit terbuka

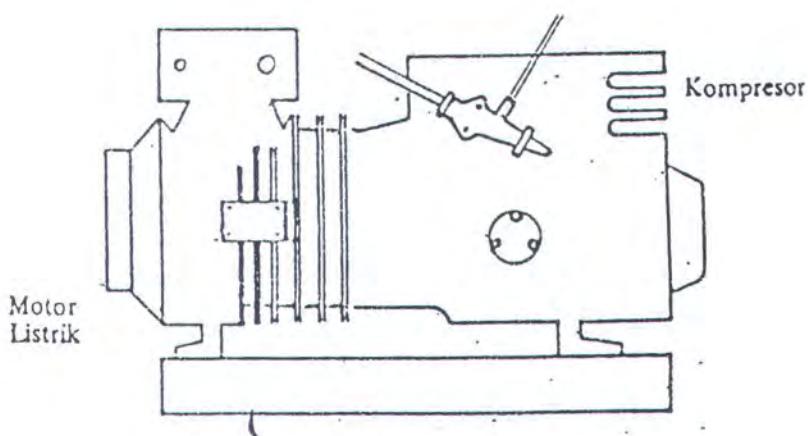
Disini kompresor dan motor penggerak masing – masing berdiri sendiri untuk memutarkan kompresor dipergunakan ban belt motor penggeraknya biasanya adalah motor listrik atau diesel.



Gambar 2.28 Kompresor Jenis Open Unit

2.5.2 Semi Hermetic Unit (Unit Semi Hermetic)

Disini kompresor dan motor listrik berdiri sendiri – sendiri, akan tetapi dihubungkan sehingga salah – olah menjadi satu buah. Untuk memutarkan kompresor, poros motor listrik dihubungkan dengan poros kompresornya secara langsung.



Gambar 2.29 Kompresor Jenis Semi Hermetic



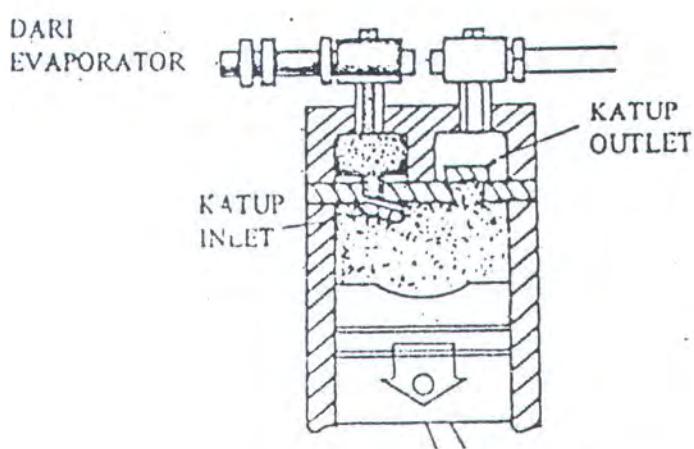
2.5.3 Hermetic Unit (Unit Hermetic)

Di sini kompresor dan motor listrik benar – benar menjadi satu unit yang tertutup rapat. Kelemahannya jika terjadi kerusakan pada kompresor atau motor listrik akan sulit untuk di perbaiki. Keuntungannya adalah bahwa bentuknya bisa menjadi lebih kecil, tidak banyak memakan tempat, harganya relatif murah, sangat cocok sekali untuk unit kompresor - kompresor pada domestic refrigerator (Dayanya kecil). Disini pemindahan daya dari motor listrik ke kompresor dapat menjadi lebih sempurna.

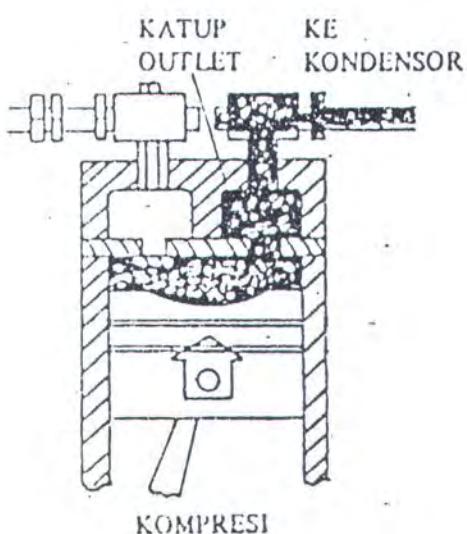


Gambar 2.30 Kompresor Jenis Hermetic

Fungsi dan prinsip dari unit kompresor jenis 1, 2 dan 3 adalah sama yaitu untuk mengedarkan refrigeran dalam unit mesin pendingin agar dapat berlangsung proses pendingin. Untuk dasar pengertian prinsip kerja kompresor perhatikan gambar 2.31 dan 2.32. Selama langkah masuk, katup inlet membuka untuk membiarkan uap mengalir dari evaporator ke dalam silinder. Selama periode kompresi, katup inlet tertutup, katup outlet terbuka untuk membiarkan uap dari bahan pendingin yang dimampatkan mengalir ke dalam kondensor.

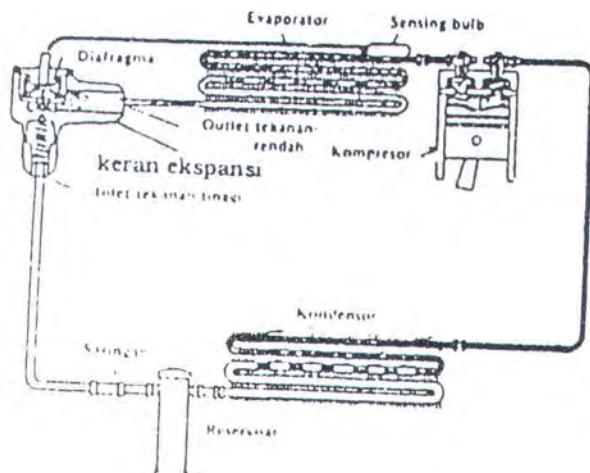


Gambar 2.31 Kompresor Menghisap Uap Refrigeran



Gambar 2.32 Langkah Kompresi

Untuk memhami cara kerja sistem pendingin perhatikan gambar 2.33, Jika motor penggerak berputar maka akan secara otomatis memutar kompresornya. Dengan berputarnya kompresor maka refrigeran (Yang Dalam Wujud Gas) akan naik suhunya maupun tekanannya. Hal ini disebabkan karena molekul –molekul dari refrigeran bergerak lebih cepat dan saling bertabrakan akibat adanya kompresi.

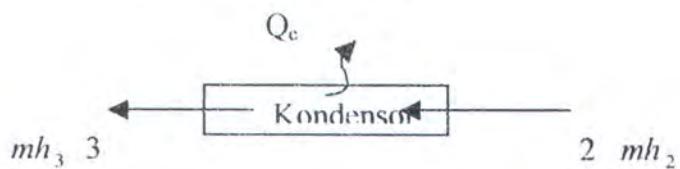


Gambar 2.33 Sistem Pendinginan Yang Sederhana

2.6 Kondensor

Kondensor dan evaporator adalah alat penukar kalor. Kondensor gunanya untuk membuang kalor dan mengubah wujud refrigeran dari uap menjadi cair. Kondensor seperti namanya adalah alat untuk terjadinya kondensasi refrigeran uap dari kompresor dengan suhu tinggi dan tekanan tinggi. Refrigeran di dalam kondensor dapat mengeluarkan kalor yang diserap dari evaporator dan panas yang ditimbulkan oleh kompresor. Kondensor ditempatkan antara kompresor dari alat ekspansi, jadi pada sisi tekanan tinggi.

Untuk mencairkan refrigeran diperlukan usaha melepaskan kalor yang harganya sama dengan selisih enthalpi pada saat masuk dan keluar kondensor. Hal tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut :



Gambar 2.34 Bagan Skema Kondensor



Dengan asumsi kondensor tidak dikenai dan melakukan kerja, $W = 0$

$$mh_3 + Q_c = mh_2$$

$$Q_c = mh_2 - mh_3 \quad \text{atau} \quad Q_c = m(h_2 - h_3) \dots\dots\dots(2.44)$$

Kondensor ditempatkan diluar ruangan yang sedang didinginkan, agar dapat melepaskan panasnya keluar kepada zat yang mendinginkannya. Kondensor dengan perencanaan yang baik harus dapat membuat cairan dingin lanjut (sub cooling) dari refrigeran cair sebelum meninggalkan kondensor tersebut. Selama berkondensasi ini sedikit sekali refrigeran mengalami penurunan tekanan. Tekanan refrigeran dari kondensor harus lebih tinggi daripada tekanan pada bagian lain yang berada pada hilir alirannya. Tekanan yang rendah di dalam kondensor adalah baik dan ekonomis, tetapi tekanan yang refrigeran meninggalkan kondensor harus masih cukup tinggi untuk mengatasi gesekan pada pipa dan tahanan dari alat ekspansi. Tekanan di dalam kondensor yang sangat rendah dapat menyebabkan refrigeran tidak dapat mengalir melalui alat ekspansi.

Pemilihan jenis dan ukuran kondensor untuk suatu sistem, terutama didasarkan pada pertimbangan yang paling ekonomis, seperti : harga dari kondensor, jumlah kalor yang dapat dilepaskannya, harga dan jenis zat pendinginnya. Selain itu penempatan kondensor juga harus diperhitungkan.

Kondensor dapat dibagi tiga jenis, tergantung dari zat yang mendinginkannya :

- Kondensor berpendingin udara (air cooled)
- Kondensor berpendingin air (water cooled)
- Kondensor berpendingin campuran udara dan air (evaporative)

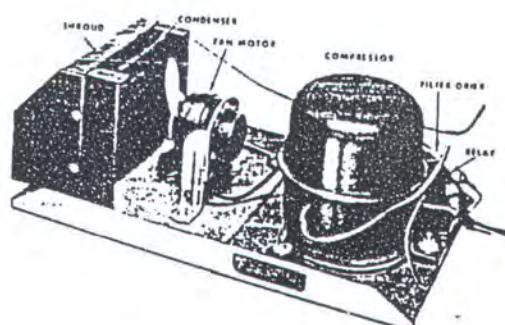
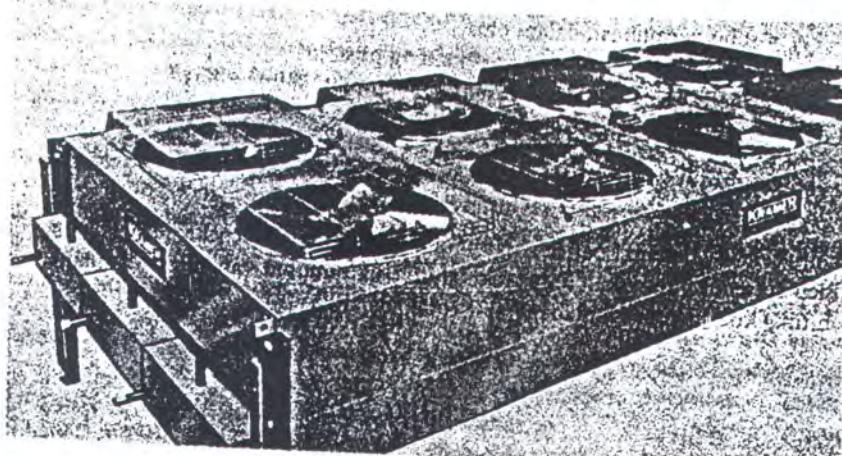
Kondensor berpendingin air, campuran udara dan air pada umumnya digunakan untuk sistem yang besar.

2.6.1 Kondensor berpendingin udara

Udara sebagai pendingin kondensor dapat mengalir secara alamiah atau dialirkan secara paksa oleh fan. Kulkas biasanya memakai kondensor berpendingin udara secara alamiah (konveksi natural) yang umum disebut kondensor statis. Fan dapat meniupkan udara kearah kondensor dalam jumlah



yang lebih besar, sehingga dapat memperbesar kapasitas pelepasan panas oleh kondensor.



Gambar 2.35 Kondensor berpendingin Udara

Faktor yang mempengaruhi kapasitas kondensor :

- Luas permukaan perpindahan panasnya
- Laju aliran udara pendinginnya
- Beda suhu antara refrigeran dengan udara luar
- Sifat dan karakteristik refrigeran didalam sistem

Kondensor berpendingin udara umumnya memerlukan 1000 CFM ($1700 \text{ m}^3/\text{jam}$) udara tiap ton ($12000 \text{ Btu}/\text{jam}$) kapasitas refrigerasi. Karena kebutuhan laju aliran udara yang besar inilah, maka kondensor berpendingin udara hanya terbatas digunakan pada sistem refrigerasi berkapasitas kecil dan sedang.



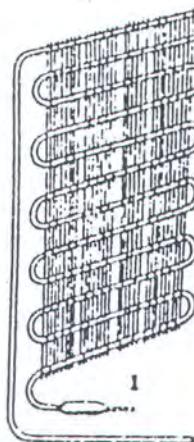
Refrigeran dari kompresor pada suhu dan tekanan tinggi dialirkan kebagian paling atas dari kondensor. Di dalam kondensor, refrigeran melepaskan kalor embunnya sehingga mengembun, wujudnya berubah dari uap menjadi cair. Refrigeran dengan bertekanan tinggi ini dialirkan dari bagian bawah kondensor ke saringan dan alat ekspansi. Pelepasan panas ini dapat dirasakan, yaitu muka kondensor menjadi hangat.

Kondensor berpendingin udara bentuknya sederhana, tidak memerlukan perawatan yang khusus, bahkan ada yang tidak membutuhkan perawatan. Ini adalah keuntungan dari kondensor berpendingin udara. Sistem refrigerasi yang berkapasitas lebih kecil dari 1 kW umumnya menggunakan kondensor jenis. Konstruksi kondensor statis ada tiga jenis :

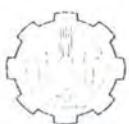
- Pipa dengan jari-jari penguat (wire and tube condensor)
- Pipa dengan pelat baja (plate type condensor)
- Pipa bersirip (fined tube condensor)

2.6.1.1 Kondensor dengan pipa dan jari-jari penguat

Kondensor dengan pipa dan jari-jari penguat umumnya terbuat dari pipa baja. Diantara pipa kondensor diberi jari-jari penguat dari baja untuk memperkokoh dan memperluas permukaan pemindah panas. Kondensor jenis ini murah harganya dan sederhana bentuknya, oleh karena itu umumnya dipakai untuk kulkas.



Gambar 2.36 Kondensor dengan pipa dan jari – jari penguat

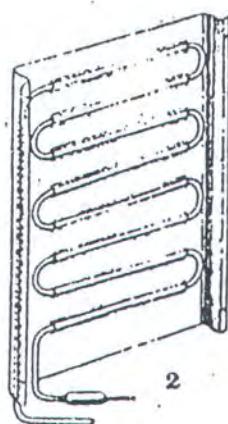


Kondensor yang terbuat dari baja harus diberi cat, biasanya dengan warna hitam, agar tidak korosi dan berkarat. Karena bentuk kondensor sangat lebar dan panjang, maka biasanya ditempatkan pada bagian belakang kulkas. Ada pula kulkas yang memakai kondensor dengan pipa dan jari-jari penguat dengan bentuk dilipat 2 atau 3 kali sehingga membentuk huruf U dan S, yang ditempatkan dibawah kulkas didekat kompresor.

2.6.1.2 Kondensor dengan pipa dan pelat baja

Pada kondensor dengan pipa dan pelat baja, pipa ditempatkan pada sisi bagian dalam dari pelat baja dan di las pada pelat tersebut. Susunan pipa horizontal, sejajar dari atas ke bawah, atau vertikal, sejajar dari kiri ke kanan. Ujung bagian akhir dari pipa harus pada bagian bawah dari kondensor.

Kondensor ada yang dibuat dari dua buah pelat baja yang dilekatkan menjadi satu dan diantaranya diberi saluran tempat mengalirnya refrigerant. Kondensor dengan pipa dan pelat baja ditempatkan pada bagian belakang kulkas, sehingga antara kulkas dan kondensor membentuk semacam cerobong udara panas.



Gambar 2.37 Kondensor dengan Pipa dan Pelat Baja

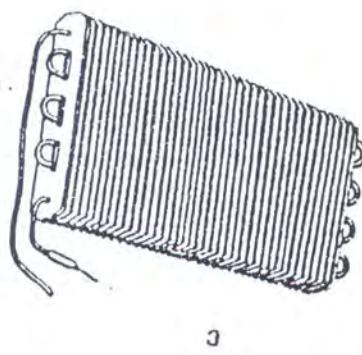
Kondensor seperti ini didinginkan oleh udara secara alamiah. Waktu kompresor sedang bekerja, udara disekeliling kondensor menjadi lebih panas dari



pada udara bebas. Udara yang panas akan naik keatas melalui cerobong dan ruang yang ditinggalkannya akan diisi udara dingin didekatnya, sehingga terjadi aliran udara secara alamiah. Keuntungan kondensor dengan pipa dan pelat baja, yaitu bagian bagian belakang kondensor sangat mudah dibersihkan.

2.6.1.3 Kondensor dengan pipa bersirip

Kondensor dengan pipa bersirip umumnya terbuat dari pipa baja dan diberi sirip dari pelat baja atau alumunium untuk memperbesar luas muka perpindahan panas disisi udara. Hubungan sirip dengan pipa harus baik, didapat dengan cara penglasan atau dipres secara mekanik. Celaht antar sirip harus cukup lebar agar tidak menimbulkan tahanan atau menghambat aliran udara. Jarak antar sirip yang lebar juga dapat mengurangi kemungkinan tersumbatnya celah ini dengan kotoran dan debu.



Gambar 2.38 Kondensor dengan Pipa Bersirip

Kondensor ditempatkan pada bagian belakang atau pada bagian bawah kulkas. Untuk semua jenis kondensor ini, harus diupayakan agar aliran udaranya tidak terhambat.

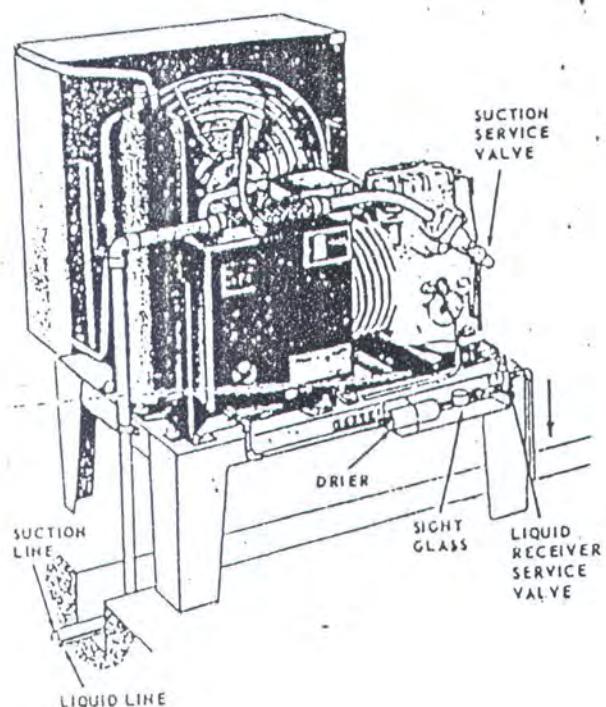
Posisi kondensor tidak boleh terlalu dekat dengan kompor atau oven atau langsung terkena sinar matahari. Kondensor yang penempatannya pada bagian bawah kulkas dapat menangkap debu, kotoran, lemak dan lain-lain benda kecil,



oleh karena itu mudah menjadi kotor. Kotoran dan debu merupakan isolator, yang berakibat menghalangi perpindahan kalor. Kondensor seperti ini harus sering dibersihkan dengan sikat, dihisap dengan alat penghisap debu atau cara lain.

2.6.1.4 Kondensor dengan aliran udara paksa (*fan cooled condensor*)

Kondensor jenis ini terbuat dari pipa tembaga, alumunium atau baja dan diberi sirip dari lembaran alumunium atau baja untuk memperluas mu perpindahan panasnya. Jarak antar siripnya boleh lebih sempit, sehingga bentuk kondensor dapat dibuat lebih kecil dan dapat ditempatkan pada bagian bawah kulkas. Kondensor semacam ini harus diberi fan yang digerakkan oleh motor untuk mendorong udara mengalir melalui kondensor tersebut. Gabungan kompresor, kondensor dan fan seperti diatas yang dipasang pada satu sasis (kerangka) disebut kondensing unit.

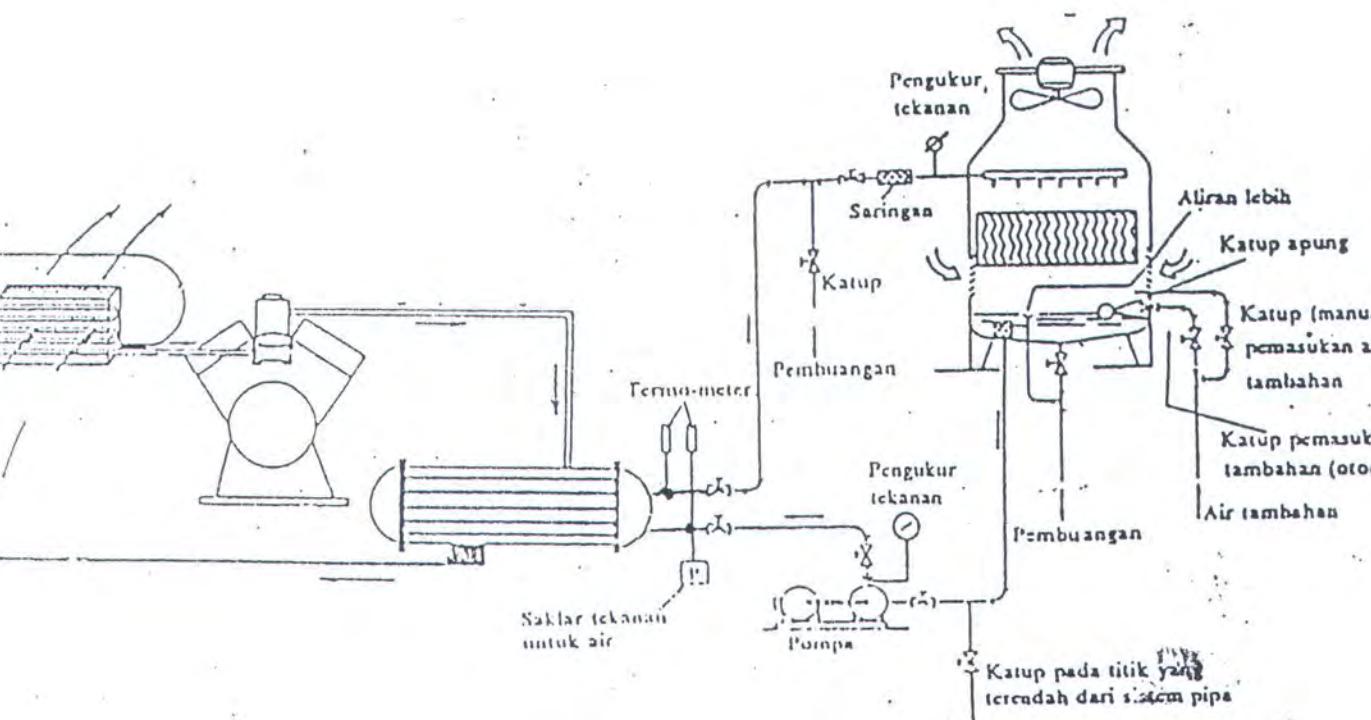


Gambar 2.39 Kondensor dengan Aliran Udara Paksa

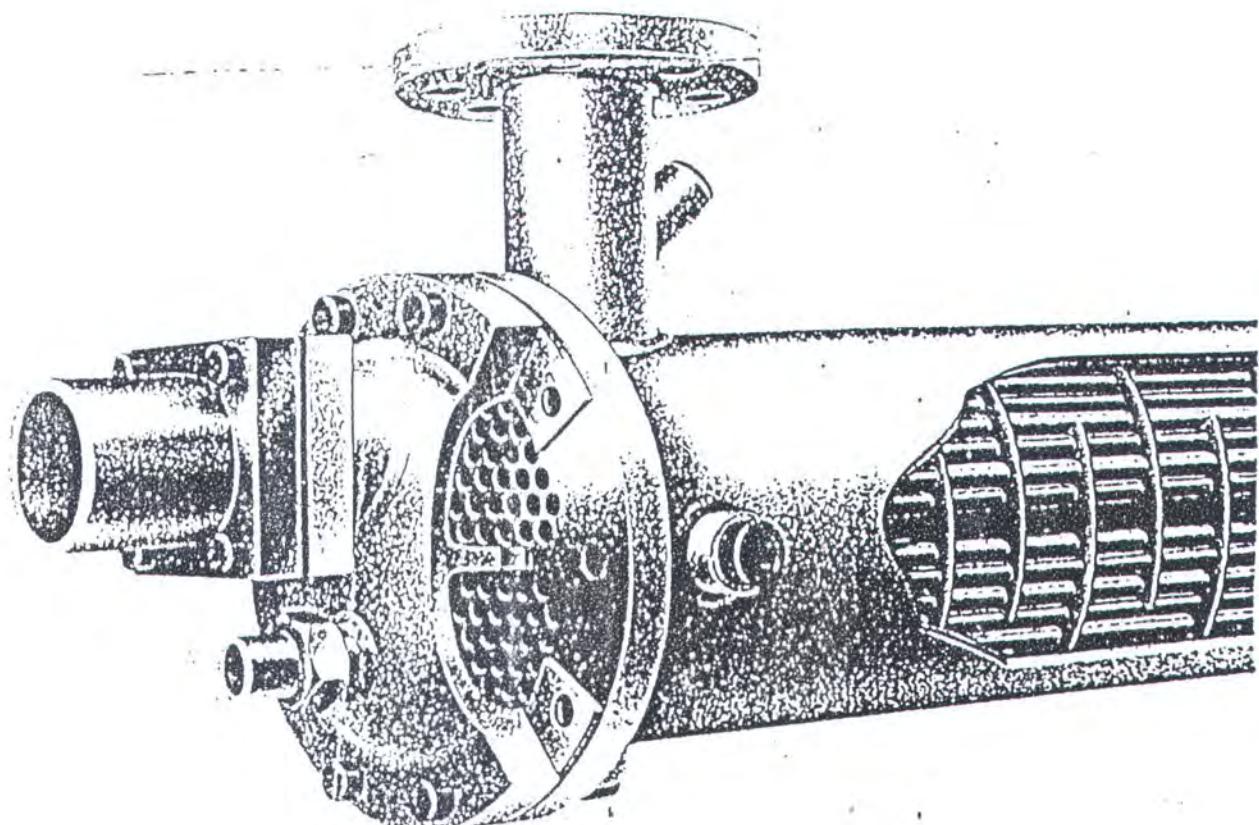


2.6.2 Kondensor berpendingin air

Pada umumnya kondensor seperti ini berbentuk tabung yang didalamnya berisi pipa (tubes) tempat mengalirnya air pendingin. Uap refrigeran berada diluar pipa tetapi di dalam tabung (shell). Kondensor seperti ini disebut shell and tube water cooled condenser. Air yang menjadi panas, akibat kalor yang dilepas oleh refrigeran yang mengembun, kemudian air yang telah menjadi panas ini didinginkan didalam alat yang disebut menara pendingin (cooling tower). Setelah keluar dari cooling tower, air menjadi dingin kembali dan disalurkan dengan pompa kembali ke kondensor, dengan cara inilah air pendingin ini disirkulasikan. Kondensor jenis ini biasa digunakan pada sistem berkapasitas besar.



Gambar 2.40 Menara Pendingin Dipasangkan Pada Sistem Pendingin



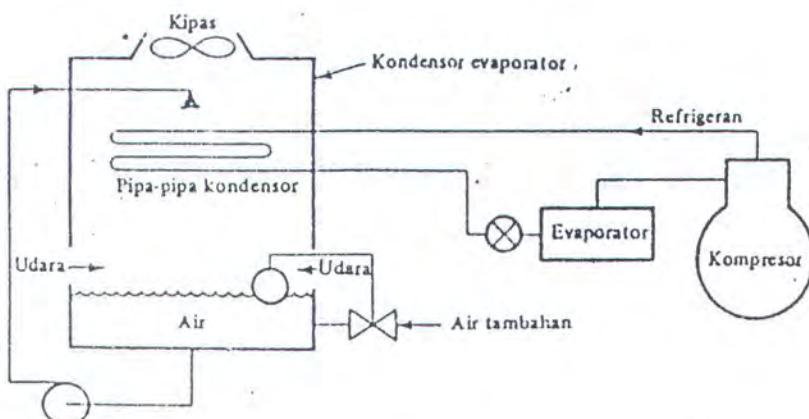
Gambar 2.41 Kondensor Berpendingin Air

2.6.3 Kondensor berpendingin campuran udara dan air

Kondensor jenis ini disebut juga evaporative condensor. Kondensor sendiri berbentuk seperti kondensor dengan pendingin air namun diletakkan di dalam menara pendingin. Percikan air dari bagian atas menara akan membasahi muka kondensor, jadi kalor dari refrigeran yang mengembun diterima oleh air dan kemudian diberi pada aliran udara yang mengalir dari bagian bawah ke bagian atas menara. Sebagai akibatnya air yang telah menjadi panas tersebut diatas



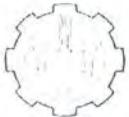
didinginkan oleh aliran udara, sehingga saat air mencapai bagian bawah menara, air ini sudah menjadi dingin kembali. Selanjutnya air dingin ini akan dipompakan kebagian atas menara, demikian seterusnya. Dalam negara yang bermusim empat, pada musim dingin sering kali tidak dibutuhkan percikan air dari atas menara, karena udara sudah cukup dingin dan mampu secara langsung menerima beban kondensor. Dalam keadaan seperti ini dikatakan bahwa evaporative condenser dioperasikan secara kering. Dengan cara ini maka evaporative condenser ini akan berfungsi seperti kondensor berpendingin udara.



Gambar 2.42 Sistem Refrigeran dengan Kondensor Berpendingin Campuran

2.7 Katup ekspansi

Dipergunakan untuk menurunkan atau mengekspansi secara adiabatik refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah. Oleh karena itu tidak adanya perpindahan kalor, mnaka proses ekspansi tersebut terjadi pada enthalpi konstan. Dan juga katup ekspansi mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendingin yang harus dilayani oleh evaporator.



Proses throttling (pencekikan) dengan energi tetap bersifat ireversible (tidak dapat dibalik), selama proses berlangsung terjadi kenaikan entropi. Analisa refrigeran di dalam katup ekspansi keadaaan steady state steady flow



Gambar 2.43 Bagan Skema Katup Ekspansi

$$Q + m h_3 - m h_4 + W \dots \dots \dots \quad (2.45)$$

Diasumsikan tidak ada kalor yang masuk dan keluar pada katup ekspansi maka, $Q = 0$ dan juga tidak melakukan kerja maka, $W = 0$, persamaan diatas menjadi :

$$h_3 = h_4 \dots \dots \dots \quad (2.46)$$

2.8 Evaporator

Fungsi evaporator adalah untuk menyerap panas dari media yang didinginkan. Panas yang diserap oleh evaporator kemudian dibuang/dilepaskan melalui kondensor. Kompresor yang sedang bekerja menghisap uap refrigeran dari evaporator, sehingga tekanan di evaporator menjadi rendah.

Evaporator fungsinya kebalikan dari kondensor. Tidak untuk membuang panas ke media disekitarnya, tetapi untuk mengambil panas dari media yang didekatnya. Kondensor ditempatkan diluar ruangan yang sedang didinginkan, sedangkan evaporator ditempatkan diantara didalam ruangan yang sedang didinginkan. Kondensor ditempatkan diantara kompresor dan alat ekspansi, jadi pada sisi tekanan tinggi dari sistem. Evaporator ditempatkan diantara alat ekspansi dan kompresor, jadi pada sisi tekanan rendah dari sistem.

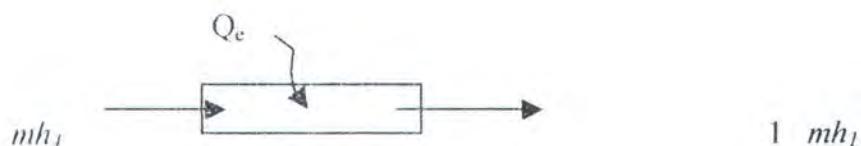
Evaporator seperti namanya merupakan sebuah ruangan tempat refrigeran cair menguap. Evaporator memberikan panas ke refrigeran cair sebagai kalor latent



penguapan, sehingga refrigeran menguap. Uap refrigeran membawa kalor tersebut ke kompresor dan membuangnya keluar melalui kondensor.

Evaporator merupakan komponen penting dalam siklus refrigerasi karena evaporator bertugas mendinginkan media sekitarnya, menguapkan refrigeran dari fase campuran sampai menjadi uap jenuh dengan menyerap kalor dari sekeliling yang berlangsung secara isobarik.

Selisih antara enthalpi masuk dengan enthalpi yang keluar pada evaporator disebut juga efek refrigeran (Q_e). Efek refrigeran ini adalah hasil akhir dari mesin pendingin. Berikut ini adalah analisa proses di dalam evaporator steady state steady flow



Gambar 2.44 Bagan Skema Evaporator

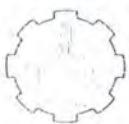
Dengan asumsi kondensor tidak dikenai dan melakukan kerja, $W = 0$

$$mh_4 + Q_e = mh_1 \\ Q_e = m(h_1 - h_4) \quad \dots \dots \dots (2.47)$$

Perencanaan evaporator harus mencakup : penguapan yang efektif dari refrigeran dengan tekanan yang minimum dan pengambilan panas dari zat yang didinginkan secara efisien. Perencanaan evaporator tergantung pada penempatannya dan zat yang akan berlangsung didinginkan apakah berwujud : gas, cair atau padat. Pada semua keadaan beban, refrigeran akan menguap sewaktu mengalir sepanjang pipa evaporator atau permukaan evaporator dan diusahakan agar cairan refrigeran tetap membasahi seluruh muka penyerapan kalor pada bagian dalam evaporator.

Evaporator dapat dibuat dari bermacam-macam logam, bergantung pada jenis refrigeran yang dipakai dan fungsi dari evaporator itu sendiri. Logam yang banyak dipakai : besi, baja, tembaga, kuningan dan aluminium.

Berdasarkan prinsip kerjanya evaporator dapat dibagi dua macam :



1. Evaporator banjir (Flooded Evaporator)
2. Evaporator kering (Dry or Direct-expansion evaporator)

2.8.1 Evaporator Banjir

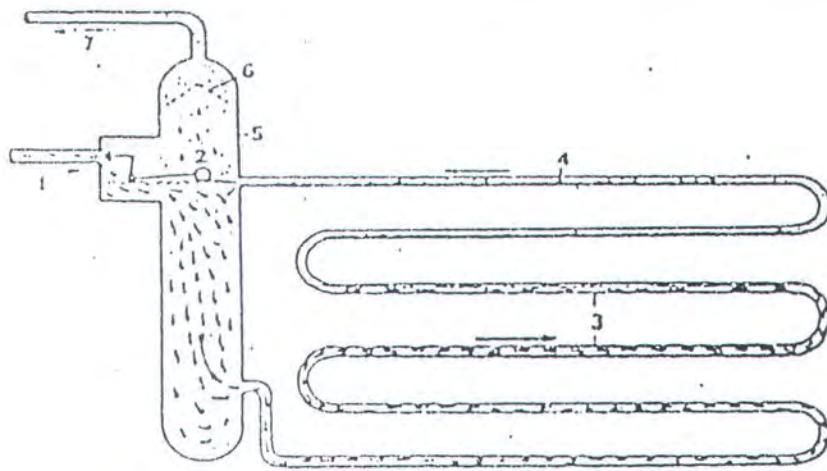
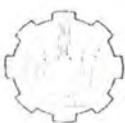
Evaporator banjir mempunyai sebuah tabung untuk menampung refrigeran cair dan uap. Dari tabung tersebut refrigeran cair mengalir ke evaporator lalu menguap. Sisa refrigeran yang tidak menguap dikembalikan kedalam tabung, dimana refrigeran cair dan uap terpisahkan. Refrigeran uap berada pada bagian atas dihisap melalui saluran hisap oleh kompresor, sedangkan cairan mengalir kembali ke evaporator. Tabung disini juga berfungsi sebagai akumulator.

Tinggi permukaan cairan didalam tabung evaporator diatur oleh keran yang berpelampung agar tinggi permukaan tetap. Tinggi permukaan refrigeran cair diupayakan agar selalu hampir mengisi penuh evaporator akan tetapi tidak boleh penuh. Evaporator seperti ini selalu terisi dengan refrigeran cair, oleh karena itu evaporator jenis ini dinamakan evaporator banjir.

Keuntungan evaporator banjir yaitu dapat membuat permukaan bagian dalam dari evaporator selalu dalam keadaan basah pada semua keadaan beban, sehingga efisiensi perpindahan kalor sangat besar. Melalui dinding evaporator terjadi perpindahan kalor secara induksi, yang mengakibatkan refrigeran didalam evaporator menguap. Evaporator banjir memerlukan jumlah refrigeran yang lebih banyak daripada evaporator kering.

Pengembalikan minyak pelumas bersama refrigerant uap dari evaporator banjir ke kompresor sangat sulit. Pada kenyataannya refrigeran uap harus mengalir dengan kecepatan rendah agar tidak membawa cairan yang sedang mendidih ikut terbawa kembali ke kompresor.

Kerugian evaporator banjir adalah bentuknya yang besar, memerlukan banyak tempat didalam ruangan yang sedang didinginkan.



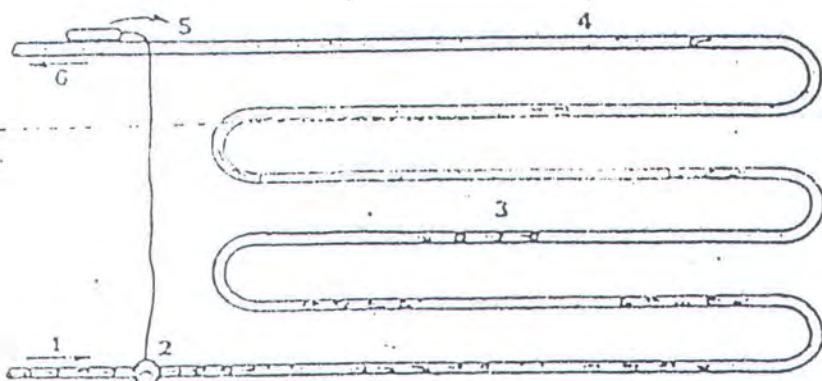
Gambar 2.45 Evaporator Banjir

- Ket : 1. Saluran Masuk 5. Akumulator
 2. Pelampung 6. Penahan Cairan
 3. Campuran Cair dan Uap 7. Saluran Keluar
 4. Permukaan Cair

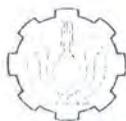
2.8.2 Evaporator Kering

Hanya terdiri dari sebuah pipa tembaga yang panjang. Refrigeran masuk dari salah satu ujungnya, sambil menguap wujudnya berubah dari cair menjadi uap sambil menyerap panas dari sekitarnya, lalu keluar dari ujung yang lain sebagai uap jenuh atau uap panas lanjut.

Refrigeran bisa memasuki evaporator dari bagian atas evaporator. Didalam evaporator selalu terisi campuran uap dalam wujud cair dan uap. Tidak ada kemungkinan dari refrigeran cair untuk bersirkulasi kembali didalam evaporator, seperti pada evaporator banjir.



Gambar 2.46 Evaporator Kering



Sewaktu refrigeran mengalir sepanjang pipa, alirannya akan bertambah cepat akibat berubahnya cairan refrigeran menjadi uap. Penambahan kecepatan ini juga berakibat bertambah besarnya laju perpindahan panas.

Tetapi aliran yang cepat dapat membuat penurunan tekanan (pressure drop) yang besar dan dapat mengurangi jumlah refrigeran yang mengalir. Evaporator untuk suatu beban yang tertentu harus mempunyai panjang pipa dan diameter yang tertentu pula.

Evaporator dengan pipa yang panjang, jumlah penurunan tekanannya menjadi besar, sehingga kapasitasnya pada saat beban maksimal menjadi berkurang. Untuk mengatasi penurunan tekanan yang besar pada pipa evaporator yang panjang maka dapat dibuat pipa tersebut pendek-pendek dan dirangkai paralel. Beban maksimum dari evaporator dipengaruhi oleh suhu refrigeran didalam evaporator juga oleh perbedaan suhu antara refrigeran dan zat yang sedang didinginkan.

Refrigeran cair dialirkkan ke evaporator melalui katup ekspansi atau pipa kapiler dalam jumlah yang tepat, agar semua cairan dapat menguap pada waktu sampai diakhiri evaporator. Jumlah refrigeran yang disisihkan ke evaporator tergantung dari besarnya laju penguapan dan variasi beban evaporator. Jumlah refrigeran cair didalam evaporator untuk evaporator kering akan bertambah dengan bertambahnya beban pada evaporator. Pada saat beban evaporator rendah, jumlah refrigeran yang diperlukan sedikit. Sewaktu beban evaporator bertambah, jumlah refrigeran yang diperlukan oleh evaporator bertambah untuk menyesuaikan dengan beban yang bertambah. Efisiensi yang terbesar dari evaporator kering, yaitu pada saat bebannya besar atau maksimum, agar refrigeran cair masih dapat membasahi seluruh permukaan bagian dalam evaporator tersebut.

Dalam pembuatan evaporator telah direncanakan agar minyak pelumas yang terbawa oleh refrigeran dapat selalu mengalir bersama refrigeran uap kembali ke kompresor. Refrigeran uap yang meninggalkan evaporator harus cukup tinggi kecepatan agar minyak pelumas dapat ikut terbawa kembali dari evaporator ke kompresor.

Evaporator biasanya dibuat dari bahan : aluminium, tembaga, baja tahan karat, besi yang dilapisi seng dan lain-lain.



Bentuk atau konstruksi dari evaporator kering ada tiga macam :

1. Permukaan datar (Plate Surface)
2. Pipa (Bare tube)
3. Pipa bersirip (Finned tube)

2.8.2.1. Evaporator dengan permukaan datar (plate surface)

Ada beberapa macam : ada yang dibuat dari dua buah pelat yang dilekatkan menjadi satu dan diantaranya diberi saluran tempat mengalirnya refrigeran, ada juga yang dibuat dari pipa yang dililitkan pada pelat.

Evaporator dengan permukaan datar banyak dipakai dalam kulkas dan freezer untuk rumah tangga, karena bunga es yang terjadi mudah dibersihkan. Evaporator mudah dibentuk menjadi bermacam-macam bentuk dan ukuran yang diperlukan. Dapat dilipat membentuk U atau kotak segi empat. Beberapa pelat evaporator dapat dihubungkan seri atau paralel. Evaporator dengan permukaan datar dapat dipakai tersendiri atau dipakai berlapis-lapis seperti rak pada freezer dan contact freezer.



Gambar 2.47 Evaporator dengan permukaan Datar

2.8.2.2. Evaporator pipa (bare tube evaporator)

Dibuat dari pipa tembaga atau pipa aluminium. Pipa disusun seri atau paralel dan diberi rangka penguat. Ada juga yang dibuat melingkar membentuk spiral dan diberi rangka penguat. Pada umumnya detempatkan didalam bejana/bak air garam.

Pipa dapat dibuat bermacam-macam bentuk agar mudah dibersihkan, pada umumnya dipakai untuk suhu dibawah 0 °C. Bila evaporator seperti ini berada



diudara bebas maka permukaannya pada sisi udara akan terlingkup dengan bunga es.



Gambar 2.48 Bare Tube Evaporator

2.8.2.3. Evaporator pipa bersirip (Finned evaporator)

Dibuat dari pipa yang diberi logam tipis atau sirip. Sirip memperluas muka perpindahan panas pada evaporator, sehingga dapat menyerap panas lebih banyak. Agar evaporator dapat berfungsi dengan baik, hubungan sirip dan pipa harus baik sedemikian rupa sehingga merupakan satu kesatuan. Tebal sirip dan jarak antaranya bergantung pada fungsi penggunaan evaporator tersebut. Ukuran diameter pipa menentukan tebal siripnya. Pipa yang kecil diameternya memakai sirip yang tipis. Jumlah sirip tiap inci (25,4 mm) panjang pipa evaporator antara 1 sampai 14 buah sirip. Jumlah sirip untuk tersebut tiap inci lebar evaporator tergantung dari suhu kerja evaporator.

Pada suhu yang rendah, terbentuknya bunga es pada evaporator tidak dapat dihindarkan. Bunga es yang terbentuk pada sirip evaporator dapat menghalangi aliran udara yang mengalir diantara sirip-sirip tersebut. Evaporator yang direncanakan untuk suhu rendah harus mempunyai jarak sirip yang lebar, hanya 2 atau 3 buah sirip tiap inci lebar evaporator. Evaporator untuk air conditioning mempunyai jumlah sirip 12 sampai 14 buah sirip tiap inci lebar evaporator.

Bunga es pada suhu rendah tidak begitu keras, malahan lunak seperti salju sehingga permukaan evaporator mudah dibersihkan. Ruangan dengan suhu rendah sampai -20°C menjadi lebih mudah dibersihkan daripada ruangan sekitar suhu 0°C . Pada pemakaian suhu dibawah 0°C harus ditambahkan alat untuk mencairkan bunga es (defrost heater) di evaporator.

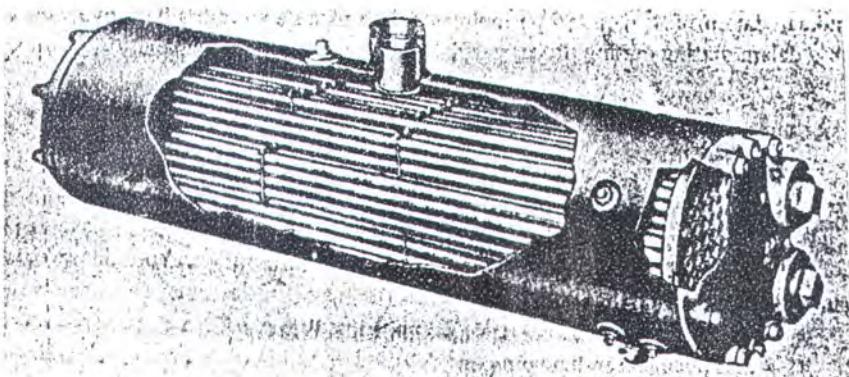


Gambar 2.49 Evaporator pipa Bersirip

Untuk memperbesar kapasitas evaporator, sering evaporator dengan bersirip diberi fan guna mendorong udara melalui sirip-sirip tersebut. Untuk kapasitas yang sama, ukuran evaporator menjadi lebih kecil dibandingkan dengan evaporator tanpa fan. Kecepatan udara yang mengalir melalui sirip-sirip evaporator antara 300-600 FPM (90-180 meter per menit).

2.8.3 Shell and tube evaporator

Bentuknya menyerupai kondensor berpendingin air. Biasanya refrigerasi mengalir didalam pipa dan air mengalir didalam tabung (shell). Banyak digunakan dalam sistem air conditioning, untuk mendinginkan air. Air yang dingin ini kemudian dialirkan ke koil pendingin udara, disini panas yang dikandung udara diserap oleh air pendingin, setelah itu air yang telah naik suhunya ini dikembalikan ke evaporator. Sedang udara yang sudah didinginkan disalurkan ke ruang yang akan dikondisikan udaranya.



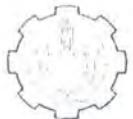
Gambar 2.50 Shell and tube Evaporator

2.9 Fluida Kerja (Refrigerant)

Fluida kerja merupakan suatu zat yang mudah dirubah bentuknya dari gas menjadi cair atau sebaliknya, dan juga sebagai media pemindah panas dari evaporator kemudian dibuang ke kondensor. Untuk unit refrigeran, hendaknya dapat dipilih jenis refrigeran yang sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, dan karakteristik termodinamika antara lain meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapannya serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunannya.

Refrigerant yang baik harus memenuhi syarat sebagai berikut :

1. Tidak beracun, tidak berbau dalam semua keadaan
2. Tidak boleh mudah terbakar dan mudah meledak
3. Tidak mempunyai daya korosi terhadap logam yang dipakai pada sistem air conditioning
4. Dapat bercampur dengan minyak pelumas tetapi tidak merusak atau mempengaruhi minyak kompresor
5. Mempunyai struktur kimia yang stabil
6. Mempunyai suhu penguapan dan suhu didih yang rendah. Harus lebih rendah dari suhu evaporator yang direncanakan
7. Mempunyai tekanan pengembunan yang rendah. Tekanan yang tinggi memerlukan kompresor yang besar dan kuat pipa-pipa harus besar karena kemungkinan untuk bocor sangat besar



8. Mempunyai tekanan penguapan yang sedikit lebih tinggi dari 1 Atm, sehingga apabila terjadi kebocoran, udara luar tidak bisa masuk ke dalam sistem
9. Mempunyai panas paten yang besar, agar panas yang diambil oleh evaporator dari ruangan jadi besar jumlahnya, sebaliknya jumlah bahan pendingin yang dipakai sedikit

Refrigeran mempunyai jenis yang berbeda dengan karakteristik yang berbeda pula. Oleh karena itu penggunaannya juga berbeda pula, berikut ini adalah kegunaan beberapa refrigeran :

1. Udara

Digunakan sebagai refrigeran pada pesawat terbang, sistem udara yang ringan menjadi kompensasi bagi COP -nya yang rendah.

2. Amonia

Refrigeran ini biasanya digunakan pada industri yang besar

3. Karbon dioksida

Digunakan untuk membekukan bahan makanan dengan cara sentuhan secara langsung

4. Refrigeran 11 dan 13

Digunakan untuk sistem kompresor centrifugal

5. Refrigeran 12

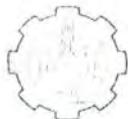
Refrigeran ini digunakan untuk mesin pendingin rumah tangga dan kendaraan otomotif

6. Refrigeran 22

Refrigeran ini relatif lebih murah dari refrigeran 12 oleh karena itu refrigeran ini telah banyak mengambil alih peranan dari refrigeran 12.

2.10 Efisiensi Isentropis Kompresor (η_s)

Efisiensi isentropis kompresor merupakan suatu perbandingan antara kerja kompresor secara isentropis konstan dengan kerja kompresi aktual. Setinggi – tingginya efisiensi tidak akan mencapai 100 %. Efisiensi isentropis merupakan petunjuk bagi baik dan buruknya kinerja dan faktor ekonomis bagi sebuah



kompresor. Besar dari η , dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\eta_s = \frac{W_{ideal}}{W_{Aktual}} \quad \dots \quad (2.48)$$

$$= \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_{2a} - h_1)} \dots \dots \dots \quad (2.49)$$

2.11 Coefficient of performance (koefisien prestasi)

COP atau koefisien prestasi digunakan untuk menyatakan efisiensi dari sistem refrigeransi. Pada umumnya efisiensi mesin kalor selalu lebih kecil dari satu. Dengan kata lain energi yang dimasukkan ke dalam sistem tidak semuanya dapat diubah menjadi kerja berguna, selalu terjadi kerugian.

Berbeda dengan mesin kalor, mesin refrigerensi bekerja sebagai pompa untuk memindahkan kalor. Oleh karena itu jika kerja yang dilakukan (Dalam satuan Kalor) untuk menggerakkan kompresor dibandingkan dengan kapasitas refrigeransi, akan terlihat bahwa kapasitas refrigeransi lebih besar dari besaran yang pertama. Maka :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W_e} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots \quad (2.50)$$

**Bukan masalah berapa berat nebannya,
tetapi bagaimana cara anda membawanya.
Kita tidak bekerja untuk satu sama lain,
Tetapi kita bekerjasama dengan satu sama lain.
Jika Anda dapat tertawa bersama,
Anda pasti dapat bekerjasama.**

BAR III

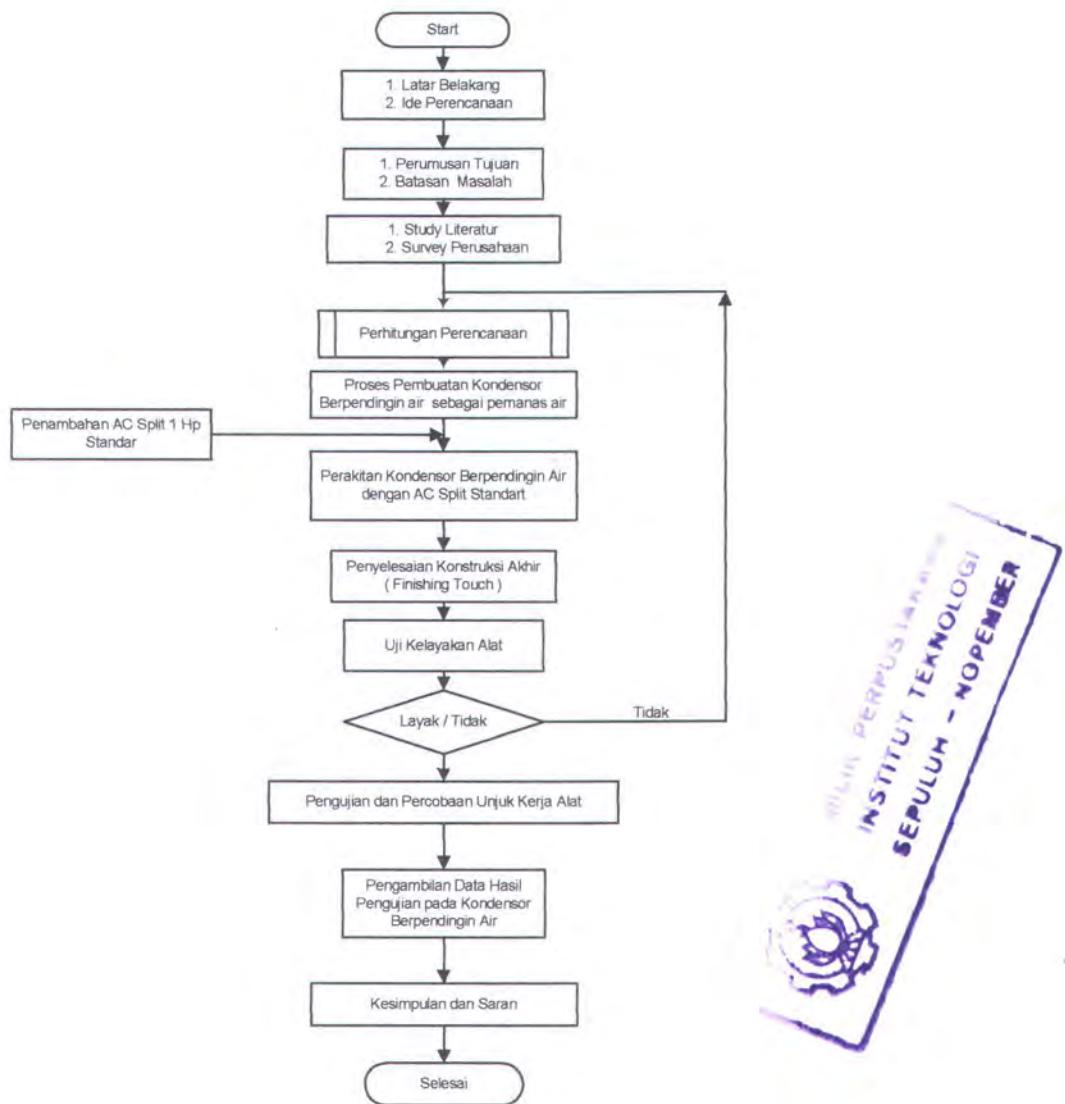
METODOLOGI PENELITIAN



BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Dalam proses perencanaan diperlukan suatu kerangka penelitian sehingga akan membantu dalam pelaksanaannya nanti. Kerangka penelitian tersebut harus disusun secara sistematis dan terarah, berdasarkan permasalahan yang ditinjau. Dengan adanya kerangka penelitian ini (Yang selanjutnya disebut dengan metodologi perencanaan), diharapkan proses dan hasil yang diperoleh nantinya akan sesuai dengan tujuan yang diinginkan. Diagram alir dari proses perencanaan tersebut dapat dilihat pada gambar 3.1 di bawah ini :



Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi Perencanaan



Dengan melihat gambar diagram alir metodologi perencanaan diatas, maka tahap-tahap proses perencanaan yang digunakan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

➤ Latar Belakang dan Ide Perencanaan

Pada tahap ini kami menemukan ide perencanaan, yaitu dengan memanfaatkan freon panas pada kondensor untuk memanaskan air. Dimana latar belakang dari adanya ide tersebut tidak terlepas dari sifat alamiah manusia dalam kehidupannya yang selalu menginginkan hal baru yang lebih efisien.

➤ Perumusan Tujuan dan Batasan Masalah

Pada tahap ini dilakukan identifikasi masalah dan penentuan batasan serta asumsi yang digunakan. Selain itu pada tahap ini juga dilakukan penetapan tujuan dari penelitian ini sehingga pada saat penelitian ini berjalan, akan memiliki arah yang jelas. Permasalahan yang diangkat pada tugas akhir ini adalah Bagaimana perencanaan kondensor berpendingin air sebagai alat pemanas air dan Bagaimana perencanaan dimensi panjang pipa dan luas permukaan luar pipa yang mempengaruhi kondisi akhir dari air yang dihasilkan oleh pemanas air. Sedangkan tujuan dari penelitian ini adalah Merencanakan sistem pemanas air dengan menggunakan sistem AC-Split, Melakukan perhitungan dimensi dari pemanas air serta perakitan alat sistem pemanas air.

➤ Study Literatur dan Survei Perusahaan

Pada tahap ini dilakukan studi literatur untuk memperoleh informasi , teori serta hal-hal lain yang menunjang penelitian ini. Literatur yang digunakan adalah pustaka yang menunjang dan *Standart Operating Practice* yang dimiliki oleh perusahaan, jurnal, dan buku. Teori yang berkaitan dengan penelitian ini adalah Teknik Perpindahan Panas terutama dalam penetapan dimensi dari kondensor berpendingin air. Selain itu konsep tentang perpindahan panas baik secara konveksi maupun konduksi.



➤ Perhitungan Perencanaan

Pada tahap ini dilakukan perhitungan perencanaan untuk menentukan dimensi dari kondensor berpendingin air sebagai pemanas air, dimana hal ini akan dibahas pada bab IV.

➤ Proses Pembuatan Kondensor Berpendingin Air Sebagai Pemanas Air

Pada tahap ini merupakan proses kelanjutan dari perhitungan perencanaan dimana dalam perhitungan perencanaan akan diketahui dimensi dari kondensor berpendingin air. Dengan adanya dimensi dari kondensor berpendingin air tersebut maka proses pembuatan kondensor dapat dilakukan.

➤ Perakitan Kondensor Berpendingin Air dengan AC Split Standart

Pada tahap ini dilakukan proses penggabungan antara kondensor berpendingin air dengan AC Split 1 Hp, setelah instalasi terpasang dilanjutkan dengan pengujian kelayakan alat dimana pada proses pengujian inilah yang menentukan apakah perencanaan pemanas air berhasil apa tidak.

➤ Pengambilan Data Hasil Pengujian pada Kondensor Berpendingin Air

Pada tahap ini dilakukan pengambilan data terhadap faktor-faktor yang berpengaruh pada unjuk kerja dari kondensor berpendingin air. Data-data tersebut adalah suhu dari refrigeran baik yang masuk maupun yang keluar dari kondensor berpendingin air, tekanan refrigeran pada kondisi masuk maupun keluar dari kondensor berpendingin air, suhu air yang dihasilkan oleh kondensor berpendingin air sebagai pemanas air, kapasitas air yang dihasilkan oleh pemanas air tersebut.

➤ Kesimpulan

Pada tahap ini dilakukan penarikan kesimpulan dari hasil penelitian yang telah dilakukan.

**Untuk meraih semua yang mungkin,
kita harus mencoba yang tidak mungkin.
Untuk menjadi apa yang kita inginkan, kita harus bermimpi lebih
dari yang kita inginkan.**

**Untuk mewujudkan impian kita,
kita memerlukan bantuan orang lain.**

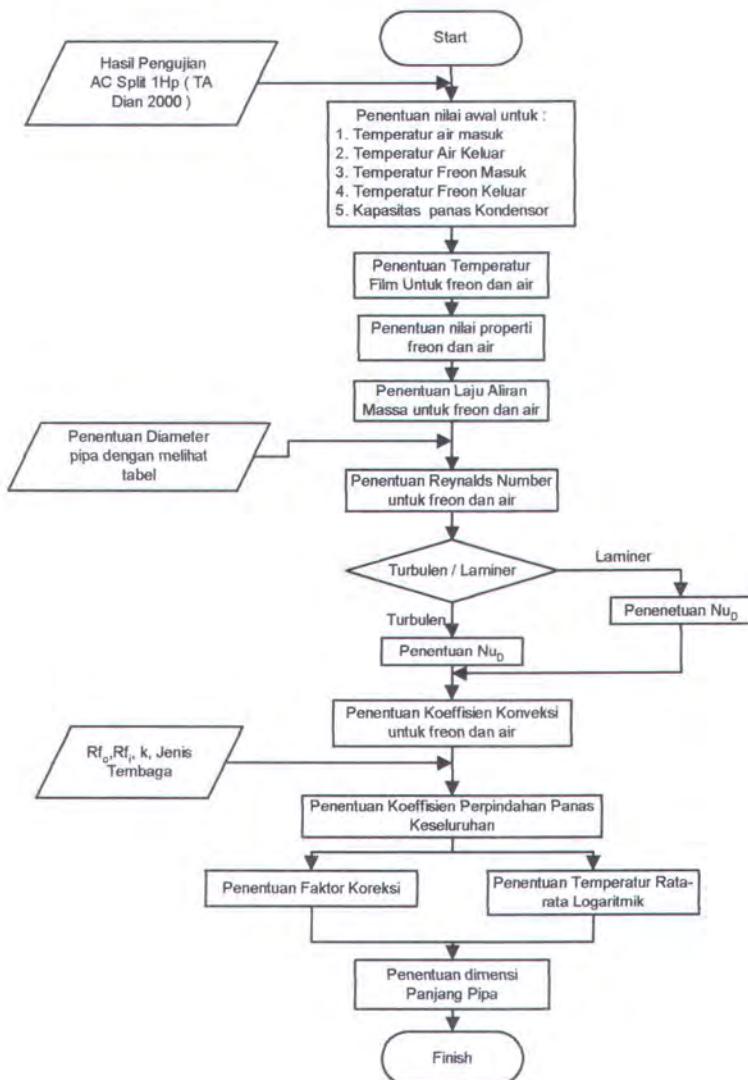
BAR IV
PERHITUNGAN PERENCANAAN



BAB IV

PERHITUNGAN PERENCANAAN

4.1 Diagram Alir Proses Perhitungan Perencanaan



Gambar 4.1 Diagram Alir Proses Perhitungan

4.2 Perhitungan Perencanaan

Dalam perencanaan Kondensor berpendingin air sebagai pemanas air, kami mendesign beberapa kondisi awal perencanaan berdasarkan data hasil pengujian mesin pendingin AC Split 1 Hp pada saat tugas akhir yang dilakukan oleh Dian dkk (2000). Data-data yang kami peroleh adalah sebagai berikut :



- Energi panas yang masuk ke dalam kondensor (q_c)

$$q_c = 7484,4 \frac{Btu}{h} = 2193,5 \frac{J}{s}$$

- Temperatur fluida pemanas / freon yang masuk ke dalam kondensor ($T_{h,in}$)

$$T_{h,in} = 71^0 C$$

- Temperatur fluida pemanas / freon yang keluar dari kondensor ($T_{h,out}$)

$$T_{h,out} = 47^0 C$$

- Temperatur air masuk kondensor ($T_{c,in}$)

$$T_{c,in} = 24^0 C$$

- Temperatur air keluar kondensor ($T_{c,out}$)

$$T_{c,out} = 40^0 C$$

- Diameter pipa (D)

Jenis pipa = Tembaga

Diameter luar (DL) = $\frac{3}{4}$ inch = 19,05 mm

Diameter dalam (DD) = 16,56 mm = 0,01656 m

Ukuran pipa tembaga standart yang digunakan pada sistem-sistem *Refrigerasi* dapat dilihat pada tabel (3.1)¹. Di antara tingkat ketebalan yang tersedia, pipa tembaga yang sering digunakan dalam perencanaan.

- Jumlah pipa laluan (M)

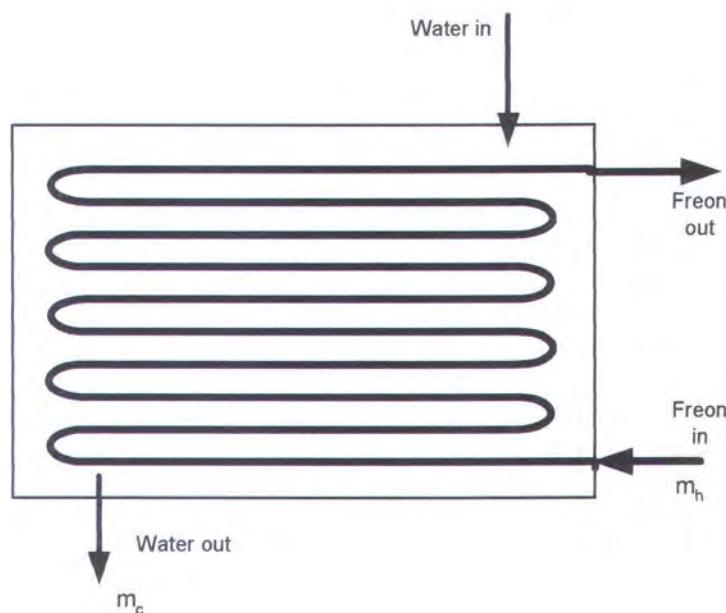
M = 10 laluan

¹ W.F . Stoecker, "Refrigerasi, dan Pengkondisian Udara ", Edisi kedua, Erlangga, Jakarta, 1989, hal 129.

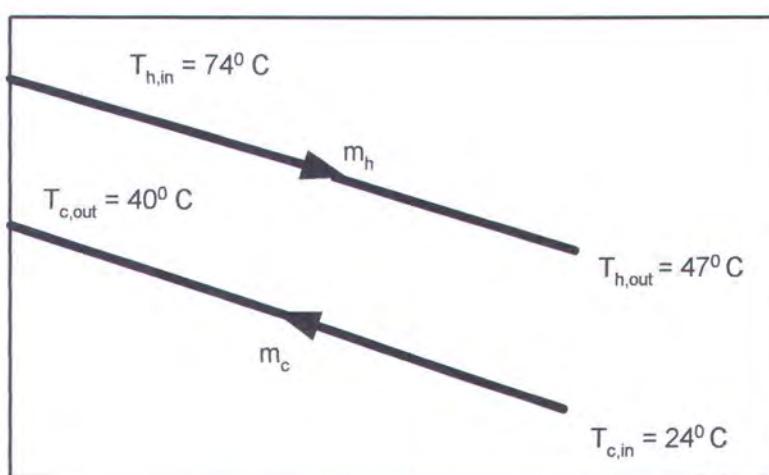


4.2.1 Skema Perencanaan

Dalam proses perencanaan diperlukan gambar *schematic* untuk memudahkan kita dalam proses perencanaan.



Gambar 4.2 Skema laluan pipa



Gambar 4.3 Distribusi Temperatur Aliran Cross Flow



Asumsi untuk perencanaan diatas :

1. Mengabaikan perubahan energi kinetik dan energi potensial
2. Kerugian (*Head loss*) dianggap kecil
3. Panas spesifik dianggap bernilai konstan
4. Merupakan Aliran melintang (*Cross flow*)
5. Steady State
6. Penukar kalor diinsulasi dari sekeliling sehingga tidak ada panas yang hilang

4.2.2 Penentuan Temperatur Film (T_f)

Ada dua macam temperatur film yang digunakan pada perencanaan ini yaitu temperatur film freon sebagai fluida pemanas dan air sebagai fluida pendingin, adapun temperatur film dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut :

$$T_f \equiv \frac{T_s + T_\infty}{2} \dots \dots \dots \quad (3.1) \text{ ref 2 hal 348}$$

Dimana : T_f = Temperatur Film

T_s = Temperatur Surface

T_∞ = Temperatur Fluida

- a. Temperatur Film *Freon* sebagai fluida pemanas

$$T_h = \frac{71^\circ C + 47^\circ C}{2} = 59^\circ C = 332^\circ K$$

Berdasarkan temperatur film untuk freon diatas maka, dengan melihat tabel B.8² didapatkan propertis sebagai berikut :

Dari hasil interpolasi

$$C_{ph} = 1,483 \frac{kJ}{kg^\circ K} = 1483 \frac{J}{kg^\circ K}$$

$$\mu = 1,64 \times 10^{-4} \frac{Ns}{m^2}$$

$$k = 0,071 \frac{W}{m^\circ K}$$

² Sadic, kakac, "Heat Exchanger," Hal 417.



$$Pr = 3,42$$

- b. Temperatur Film Air sebagai fluida pendingin

$$T_c = \frac{40^{\circ}C + 24^{\circ}C}{2} = 32^{\circ}C = 305^{\circ}K$$

Berdasarkan temperatur film air diatas maka, dengan melihat tabel A.6 Thermophysical of Properties of Saturated Water, didapatkan properti sebagai berikut :

$$C_{pc} = 4,178 \frac{kJ}{kg^{\circ}K} = 4178 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

$$\mu = 769 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$$

$$k = 62 \times 10^{-3} \frac{W}{m^{\circ}K}$$

$$Pr = 5,2$$

4.2.3 Penentuan Laju Aliran Massa

Seperi halnya dengan temperatur film, penentuan laju aliran massa pada perencanaan ini terdiri dari laju aliran massa untuk fluida pemanas dalam hal ini adalah *freon* serta pada fluida pendingin atau air.

Untuk persamaan yang digunakan adalah persamaan 2.31a dan persamaan 2.31b

- a. Laju aliran massa fluida pemanas / *freon* (\dot{m}_h)

Dari P-h diagram³ pada proses pengujian didapatkan data sebagai berikut :

$$h_2 = 661 \frac{kJ}{kg} \quad h_3 = 464 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{maka ; } \dot{m}_h = \frac{q_c}{h_2 - h_3}$$

$$\dot{m}_h = \frac{2,1935 \frac{kJ}{s}}{(661 - 464) \frac{kJ}{kg}} = 0,0103 \frac{kg}{s}$$

³ Lampiran (B.3)



b. Laju Aliran Massa Fluida Pendingin / Air (m_c)

$$q_c = m_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in})$$

$$\dot{m}_c = \frac{q_c}{C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in})}$$

$$\dot{m}_c = \frac{2193,5 \frac{J}{s}}{4178 \frac{J}{kg \text{ } ^0K} (40 - 24) \text{ } ^0K}$$

$$\dot{m}_c = \frac{2193,5 \frac{J}{s}}{66848 \frac{J}{kg}} = 0,033 \frac{kg}{s}$$

4.2.4 Penentuan Koeffisien Konveksi

Untuk menentukan koeffisien konveksi ini ada beberapa langkah yang harus dilakukan, kita harus terlebih dahulu mencari nilai dari *Reynolds Number* yang tujuannya untuk mengetahui aliran fluida yang terjadi. Dengan melihat *Reynolds Number* inilah dapat diketahui aliran berupa *Turbulen* atau *Laminer*. Setelah kita bisa menentukan jenis aliran fluidanya maka *Nusselt Number* pun dapat diketahui dengan berdasarkan jenis aliran. Kemudian langkah terakhir yaitu menentukan *koeffisien konveksi* pada tiap-tiap fluida.

Pada perencaan ini, ada dua macam *koeffisien konveksi* yaitu untuk fluida pemanas / *freon* (h_0) dan untuk fluida pendingin / air (h_i).

a. Koeffisein Konveksi untuk fluida pemanas / *freon* (h_0)

Menentukan Re_D :

$$Re_D = \frac{4 m_h}{\pi D \mu}$$

$$Re_D = \frac{4 \times 0,0103 \frac{kg}{s}}{3,14 \times 0,01656 m \times 1,64 \cdot 10^{-4} \frac{Ns}{m^2}}$$



$$Re_D = \frac{0,0412 \frac{kg}{s}}{0,085 \cdot 10^{-4} \frac{Ns}{m^2} \times \frac{kg \cdot m}{s^2} \times \frac{1}{N}}$$

$$Re_D = 2,92 \times 10^4 \Rightarrow 29.200 > 2300 \text{ (Aliran Turbulen)}^4$$

Menentukan Nu_D :

Karena aliran turbulen, maka persamaan untuk mencari Nu_D berdasarkan persamaan 2.24 (Persamaan Dittus-Boelter)

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0.3}$$

$$Nu_D = 0,023 \times 29.200^{4/5} \times 3,42^{0.3}$$

$$Nu_D = 124,57$$

Sehingga :

$$Nu_D = \frac{h_0 D}{k}$$

$$h_0 = \frac{Nu_D k}{D}$$

$$h_0 = \frac{124,57 \times 0,071 \frac{W}{m^0 K}}{0,01656 m}$$

$$h_0 = 534,1 \frac{W}{m^2 K}$$

b. Koeffisien Konveksi Untuk fluida pendingin / Air (h_i)

Menentukan Re_D :

$$Re_D = \frac{4 m_e}{\pi D \mu}$$

$$Re_D = \frac{4 \times 0,033 \frac{kg}{s}}{3,14 \times 0,01656 m \times 769 \cdot 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

⁴ Lampiran Gambar Moody Diagram



$$Re_D = \frac{0,132 \frac{kg}{s}}{39,99 \cdot 10^{-6} \frac{Ns}{m^2} \times \frac{kg m}{s^2} \times \frac{1}{N}}$$

$$Re_D = 3,3 \times 10^3 \Rightarrow 3.300 > 2300 \text{ (Aliran Turbulen)}^5$$

Menentukan Nu_D :

Karena aliran turbulen, maka persamaan untuk mencari Nu_D berdasarkan persamaan 2.23 (Persamaan Chilton-Colboum)

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3}$$

$$Nu_D = 0,023 \times 3.300^{4/5} \times 5,2^{1/3}$$

$$Nu_D = 25,98$$

Sehingga :

$$Nu_D = \frac{h_i D}{k}$$

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D}$$

$$h_i = \frac{25,98 \times 62 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m^0 K}}{0,01656 m}$$

$$h_i = 97,27 \frac{W}{m^2 K}$$

4.2.5 Penentuan Overall Koeffisien Konveksi (U)

Dalam penentuan *Overall Koeffisien Konveksi* ini kedua fluida tersebut dipisahkan oleh dinding pipa silinder, dan juga memperhatikan adanya tahanan termal tambahan yang disebut dengan faktor pengotoran (*Fouling factor*), nilai dari $R_{f,o}$ dan $R_{f,i}$ dapat dilihat pada tabel 2.2. Dengan memasukkan tahanan termal ini koefisien perpindahan panas keseluruhan adalah sebagai berikut :

⁵ Lampiran Gambar Moody Diagram



$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + R_{f,0} + \frac{r_0}{k} \ln \left(\frac{r_0}{r_1} \right) + \left(\frac{r_0}{r_1} \right) R_{f,i} + \left(\frac{r_0}{r_1} \right) \frac{1}{h_i}}$$

Dimana :

Berdasarkan tabel 2.2 Tabel faktor pengotoran maka :

$$R_{f,0} = 0,0001 \frac{m^2 K}{W}$$

$$R_{f,i} = 0,0002 \frac{m^2 K}{W}$$

Dengan melihat tabel A.1 (*Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids*)⁶ untuk jenis tembaga (*Copper Pure*) maka :

$$k = 401 \frac{W}{m^{\circ}K}$$

Sehingga :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{534,1 \frac{W}{m^2 K}} + 0,0001 \frac{m^2 K}{W} + \frac{9,525 \cdot 10^{-3} m}{401 \frac{W}{m^{\circ}K}} \ln \left(\frac{9,525}{8,28} \right) + \left(\frac{9,525}{8,28} \right) 0,0002 \frac{m^2 K}{W} + \left(\frac{9,525}{8,28} \right) \frac{1}{97,27 \frac{W}{m^2 K}}}$$

$$U = \frac{1}{0,0019 \frac{m^2 K}{W} + 0,0001 \frac{m^2 K}{W} + 3,3 \cdot 10^{-6} \frac{m^2 K}{W} + 0,0002 \frac{m^2 K}{W} + 0,0118 \frac{m^2 K}{W}}$$

$$U = \frac{1}{(1,9 \cdot 10^{-3} + 0,1 \cdot 10^{-3} + 0,0033 \cdot 10^{-3} + 0,23 \cdot 10^{-3} + 11,8 \cdot 10^{-3}) \frac{m^2 K}{W}}$$

$$U = \frac{1}{14,03 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 K}{W}} \Rightarrow U = 0,0713 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m^2 K}$$

$$U = 71,3 \frac{W}{m^2 K}$$

Jadi berdasarkan perhitungan diatas maka nilai dari koefisien konveksi keseluruhan (*Overall Coefficient Convection*) adalah :

$$U = 71,3 \frac{W}{m^2 K}$$

⁶ Incoper, F.P.: "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Fourth edition, John Wiley & Sons, New York, 1996.



4.2.6 Penentuan Perbedaan Temperatur Rata-rata Logaritmik (ΔT_{lm})

Untuk merencanakan atau memperkirakan dimensi dari penukar kalor, maka sangat penting untuk mendapatkan hubungan antara laju perpindahan panas total dengan temperatur fluida yang masuk dan keluar. Jenis aliran yang digunakan adalah aliran melintang (*Cross flow*). Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Dimana untuk aliran melintang (*Cross Flow*)

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

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

Sehingga :
$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,out} - T_{c,in}) - (T_{h,in} - T_{c,out})}{\ln\left(\frac{T_{h,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,out}}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(47 - 24)^0 C - (71 - 40)^0 C}{\ln\left(\frac{47^0 C - 24^0 C}{71^0 C - 40^0 C}\right)} = \frac{23 - 31}{\ln\left(\frac{23}{31}\right)} = 26,8^0 C$$

$$\Delta T_{lm} = 26,8^0 C = 299,8^0 K$$

4.2.7 Penentuan Faktor Koreksi (F)

Persamaan aljabar untuk faktor koreksi sudah dikembangkan untuk bermacam-macam aliran melintang penukar kalor. Dan hasilnya bisa ditampilkan dalam bentuk grafik faktor koreksi . Dalam melihat grafik faktor koreksi ada dua macam besaran perbedaan temperatur yang harus diketahui, yaitu R dan P . Dimana nilai dari R dan P dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$R = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}} \quad P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

$$R = \frac{(71 - 47)^0 C}{(40 - 24)^0 C} \quad P = \frac{(40 - 24)^0 C}{(71 - 24)^0 C}$$



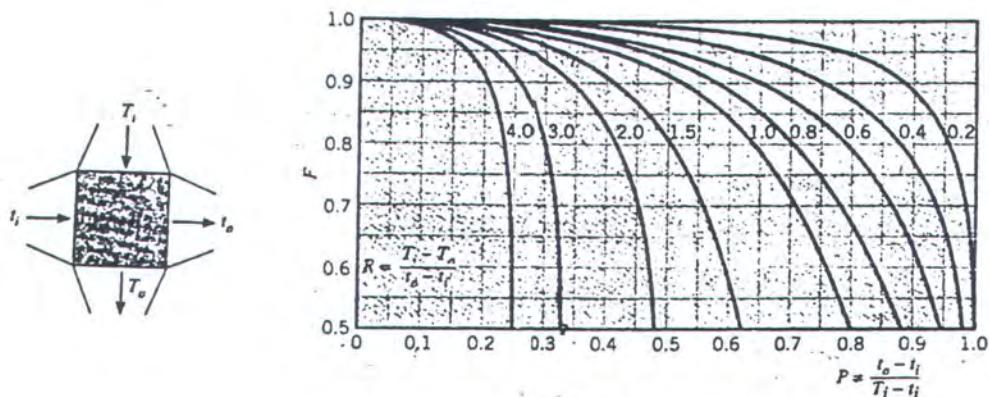
$$R = \frac{24^{\circ}C}{16^{\circ}C}$$

$$P = \frac{16^{\circ}C}{47^{\circ}C}$$

$$R = 1,5$$

$$P = 0,34$$

Dengan melihat hasil perhitungan R dan P diatas maka dapat kita masukkan ke dalam grafik dibawah ini :



Gambar 4.4 Factor koreksi untuk penukar kalor aliran melintang dengan satu laju dengan dua fluida campuran

Sehingga nilai dari F dapat kita tentukan sebagai berikut :

$$F = 0,95$$

4.2.8 Penentuan Dimensi Panjang Pipa (L)

Dari persamaan 2.33 dan persamaan 2.42 maka panjang pipa dapat dicari, gabungan dari dua persamaan tersebut adalah sebagai berikut :

$$q_c = U A F \Delta T_{lm,CF}$$

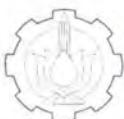
Dimana :

$$A = \pi D L$$

Sehingga :

$$q_c = U \pi D L F \Delta T_{lm,CF}$$

$$L = \frac{q_c}{U \pi D F \Delta T_{lm,CF}}$$



$$L = \frac{2193,5 \frac{J}{s}}{71,3 \frac{W}{m^2 K} \cdot 3,14 \cdot 0,01656 m \cdot 0,95 \cdot 299,8 {}^0K}$$

$$L = \frac{2193,5 \text{ m}}{1055,9}$$

$$L = 2,08 \text{ m} = 2080 \text{ mm}$$

4.2.9 Penentuan Luas Permukaan Luar Pipa (A)

Dengan merencanakan jumlah lekukan (M) sebanyak 10 laluan maka luas permukaan pipa luar dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$A = \pi D L M$$

$$A = 3,14 \cdot 0,01656 \text{ m} \cdot 2,08 \text{ m} \cdot 10$$

$$A = 1,085 \text{ m}^2$$

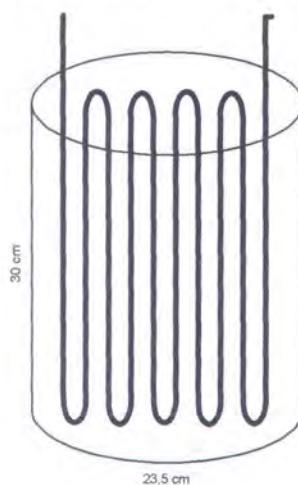
4.2.10 Penentuan Volume Tabung Pemanas Air

Kondensor Berpendingin air sebagai pemanas air yang kami rencanakan adalah berbentuk tabung dimana untuk mencari volume tabung adalah dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$V = \text{Luas Alas} \times \text{Tinggi}$$

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 \times \text{Tinggi}$$

Gambar perencanaan tabung kondensor berpendingin air :





Dengan melihat gambar serta dimensi dari gamabr perencanaan diatas maka volume air yang ada di dalam tabung tersebut adalah

$$V = \frac{1}{4} \cdot 3.14 \cdot (0,235 m)^2 \cdot 0,3 m$$

$$V = 0,0553 m^3 = 55,3 \text{ liter}$$

Tujuan hidup bukanlah untuk menang, tujuan hidup adalah untuk bertumbuh dan berbagi. Saat melihat kembali semua yang Anda lakukan dalam hidup. Anda akan mendapatkan kepuasan dari kesenangan yang Anda bawa pada hidup orang lain lebih besar daripada kepuasan saat-saat Anda menguasai dan mengalahkan mereka.

BAP V

PENGUJIAN DAN PENGAMBILAN DATA



BAB V

PENGUJIAN DAN PENGAMBILAN DATA

5.1 Instalasi dan Komponen Alat Uji

Alat uji yang digunakan pada proses pengambilan data adalah hasil dari perencanaan kondensor berpendingin air sebagai pemanas air yang dipasangkan secara pararel dengan AC Split 1 Hp standart. Penjelasan tentang komponen-komponen alat uji adalah sebagai berikut :

5.1.1 Instalasi Standart Pendingin Udara Tipe Split (AC Split)

AC Split merupakan salah satu alat pengatur udara dengan menggunakan evaporator coil dan beberapa sistem saluran dari sistem pemanas. AC Split sangat banyak dimanfaatkan untuk mendapatkan udara ruangan yang lebih nyaman seperti di rumah-rumah, mal dan perusahaan.

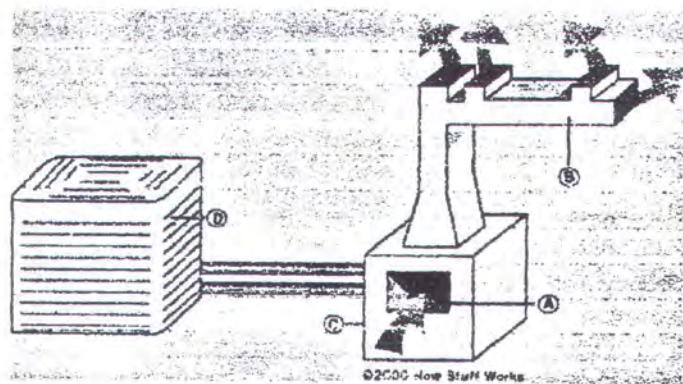
Komponen Pada Ac Split terdiri dari dua bagian, yaitu unit yang berada di dalam ruangan dan unit yang berada di luar ruangan.

1. Cooler side Yang terletak di dalam ruangan

Unit ini terdiri dari coil evaporator dan blower dimana sistem sambungan ini dihubungkan ke unit dan sirkulasi udara panas keluar ruangan untuk dinginkan.

2. Hot side (Kondensing unit) yang terletak diluar ruangan

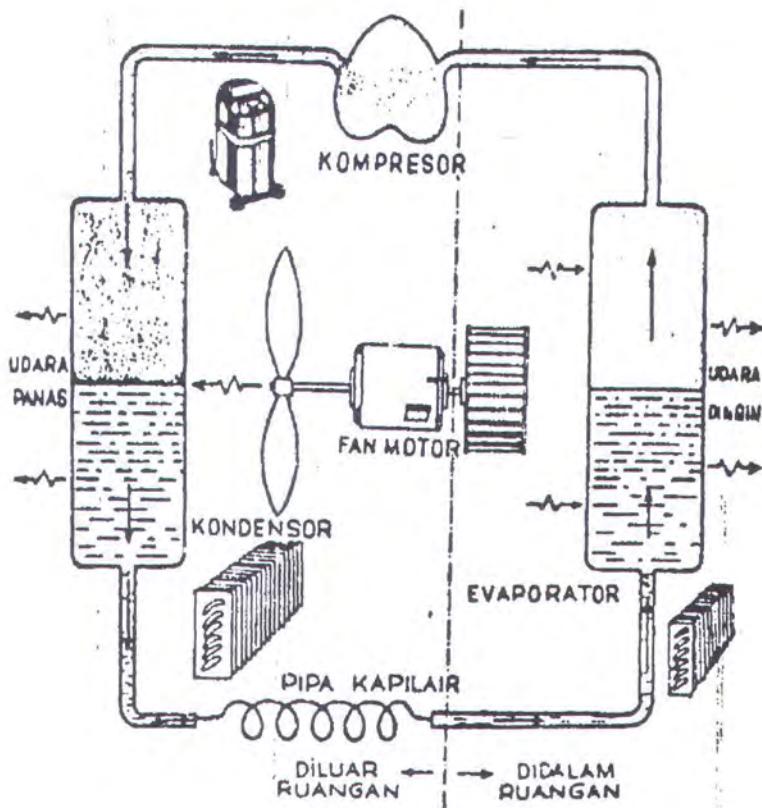
Unit ini merupakan unit yang terbesar dari sistem karena terdiri dari kompresor, condensing coil, kipas condensor dan beberapa komponen electric. Unit kondensor juga biasa disebut dengan hot side yang terletak di luar ruangan.



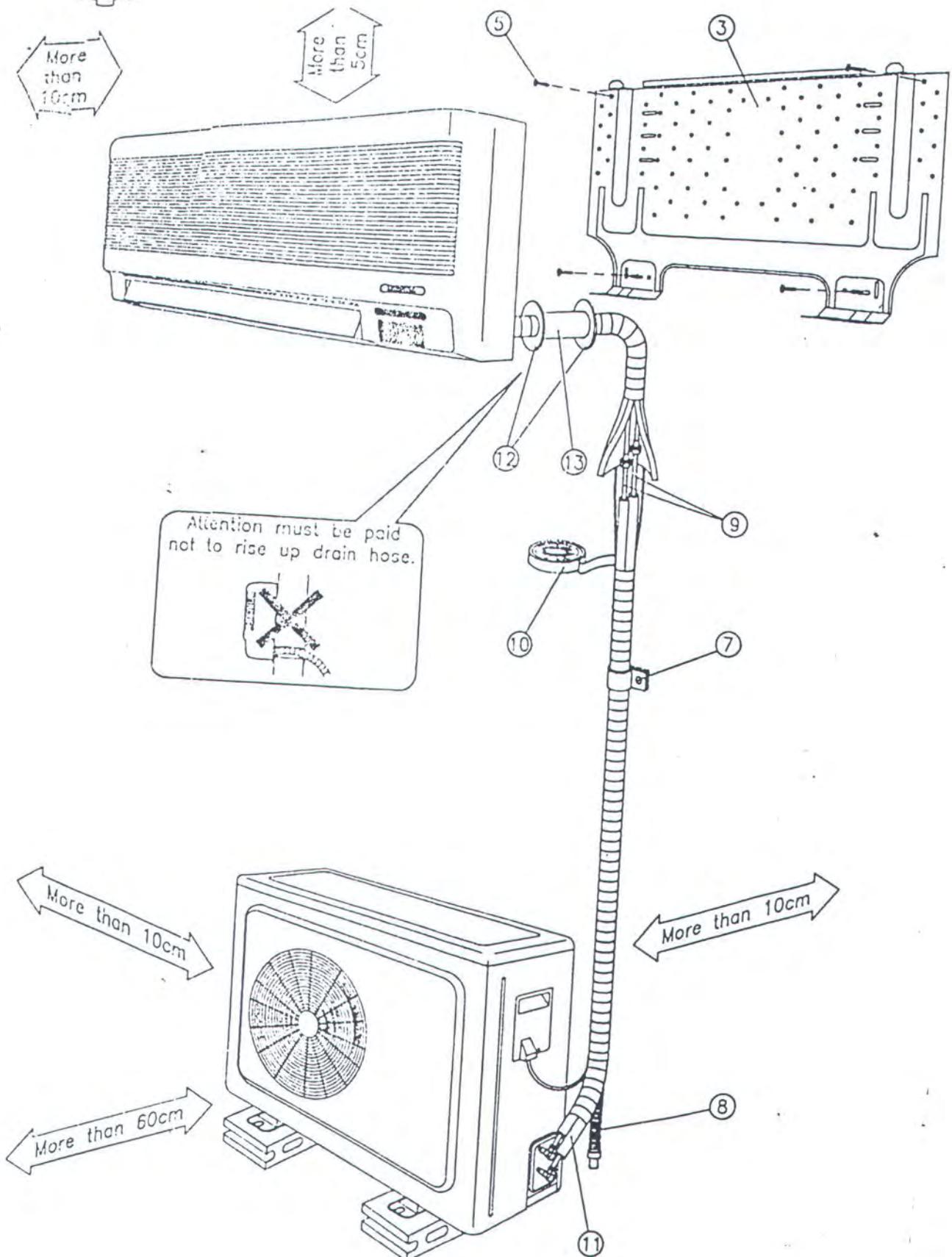
Gambar 5.1 AC Tipe Split

Keterangan :

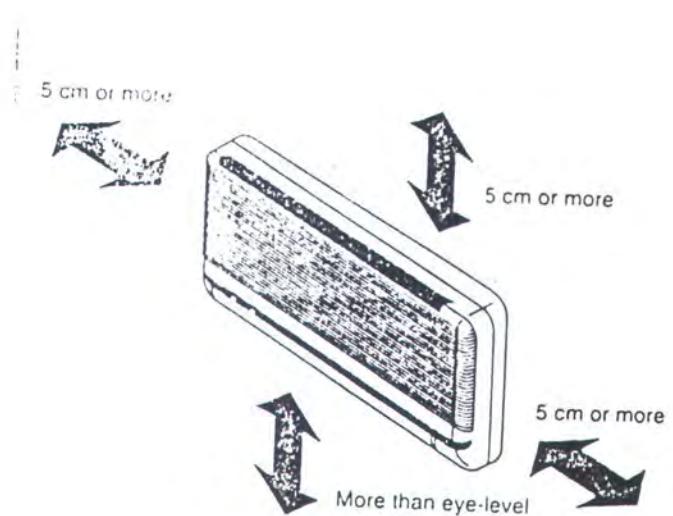
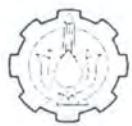
- B. Saluran Udara Masuk
- C. Saluran Udara Keluar
- D. Pengatur udara ruangan (Unit evaporator)
- E. Unit Condensor



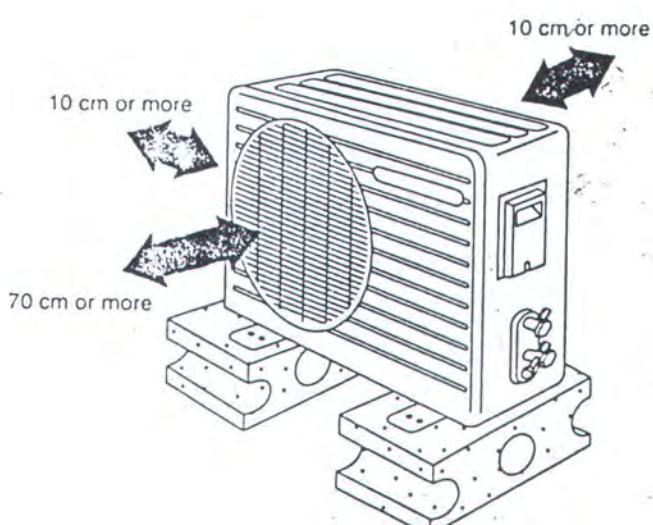
Gambar 5.2 Diagram Blok Sistem Pendingin



Gambar 5.3 Rangkaian AC Split



Gambar 5.4 Unit di dalam Ruangan



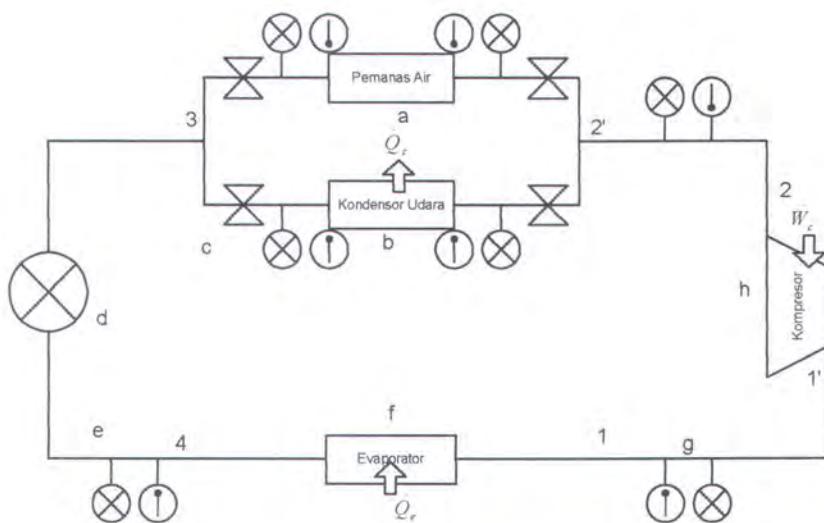
BUKU PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH NOPEMBER

Gambar 5.5 Unit di Luar Ruangan



5.1.2 Instalasi AC Split Setelah Penambahan Pemanas Air

Berikut ini merupakan gambar diagram blok instalasi AC Split setelah penambahan kondensor berpendingin air yang digunakan sebagai pemanas air, dalam bentuk sederhana dimana diagram blok tersebut tersusun atas komponen utama saja.

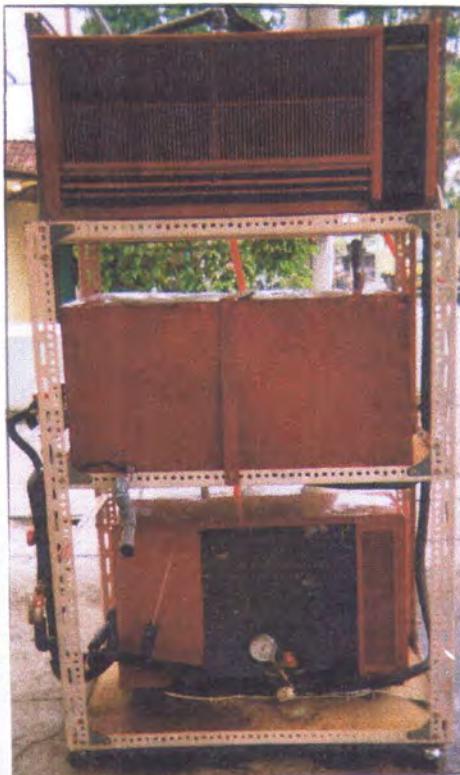
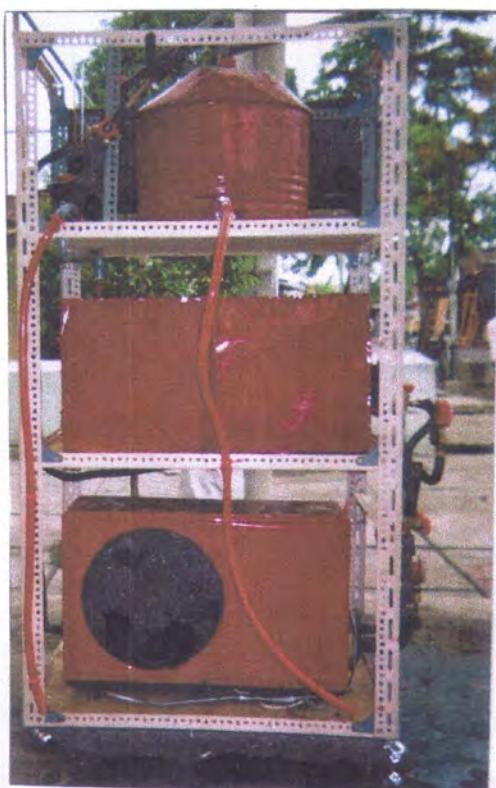


Gambar 5.6 Diagram Blok Instalasi

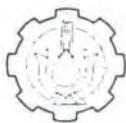
- Keterangan :
- Kondensor Berpendingin Air (Pemanas Air)
 - Kondensor Udara
 - Valve (Katup)
 - Katub ekspansi (Pipa Kapiler)
 - Pressure Gauge (Pengukur Tekanan)
 - Evaporator
 - Termometer
 - Kompresor



Selain gambar blok diagram diatas, susunan instalasi yang sesungguhnya akan kami tunjukkan pada hasil pengambilan gambar alat uji di lapangan.

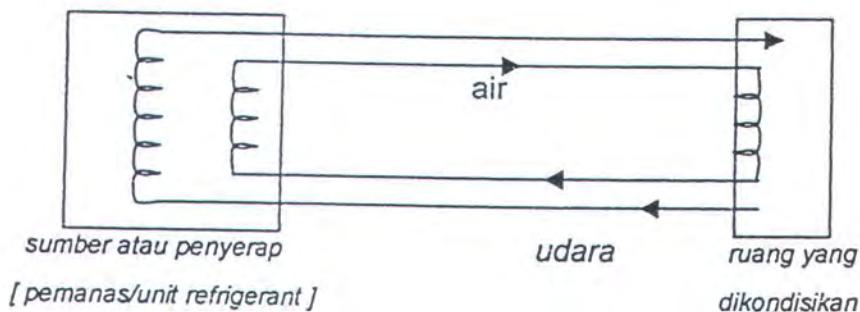


Gambar 5.7 Hasil pengambilan gambar instalasi



5.1.3 Tabung Pemanas Air

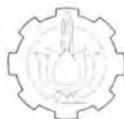
Media pembawa kalor yang umum digunakan dalam sistem pengkondisian udara dan sistem refrigerasi adalah udara, air, dan refrigeran. Pertama kali kami akan membandingkan kegunaan air dan udara sebagai pembawa kalor, dengan mengemukakan alasan mengapa udara digunakan dalam satu situasi, dan air digunakan pada situasi yang lain. Perpindahan kalor selalu berlangsung dari atau menuju ruang yang dikondisikan. Sebagai sumber kalor biasanya adalah tungku listrik atau minyak, dan alt untuk mengambil kalor (Penampang kalor atau *Heat Sink*) adalah unit refrigerasi. Pada umumnya sumber dan penyerap kalor diletakkan jauh dari ruangan yang dikondisikan, sehingga air dalam udara dipanaskan atau didinginkan pada tempat yang jauh dari lokasi ruang tersebut, seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



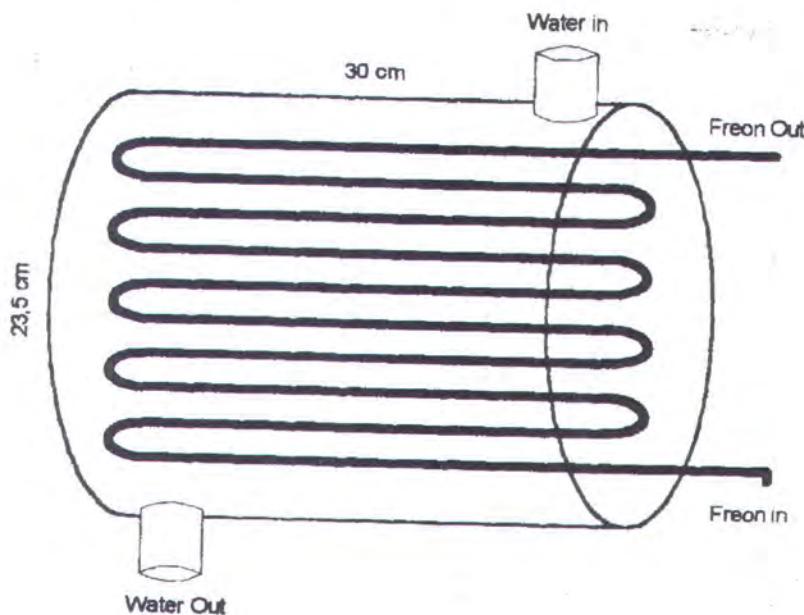
Gambar 5.8 Konsep Pengaliran udara pada sistem pengkondisian udara

Memang udara dapat dipanaskan atau didinginkan secara langsung pada sumber atau penyerap kalor, dan dimasukkan langsung ke dalam ruangan yang dikondisikan. Atau air dipanaskan atau didinginkan terlebih dahulu, yang kemudian memanaskan atau mendinginkan ruangan yang akan dikondisikan.

Pemanas air yang ada dalam sistem ini memanfaatkan refrigeran yang langsung berasal dari kompresor, dimana kondisi refrigeran bersuhu sangat tinggi. Kemudian dialirkan ke pipatembaga yang terdapat di dalam tabung. Dan diharapkan air yang berada didalam tabung menjadi panas karena aliran refrigeran



tersebut. Tangki yang digunakan terdiri dari tiga lapisan, yang dimaksudkan untuk menjaga temperatur air untuk bertahan dalam jangka waktu yang lama jika sistem berhenti tidak berjalan. Alat pendingin paling banyak memakai pipa tembaga. Pipa tembaga merupakan penghubung atau saluran dari bahan pendingin cair atau gas pada mesin-mesin pendingin. Pipa tembaga yang digunakan pada sistem ini adalah pipa tembaga lunak yang mempunyai sifat-sifat dan kekerasan tertentu.



Gambar 5.9 Tabung Pemanas Air

5.2 Proses Pengujian

Pada proses pengujian ada beberapa langkah yang dilakukan sebelum pengambilan data dilaksanakan, perlu mempersiapkan alat uji percobaan yang akan digunakan, sehingga diharapkan alat dapat berjalan dengan lancar dan dapat memperoleh data sesuai dengan harapan tanpa ada gangguan. Berikut ini adalah langkah-langkah percobaan dan pengambilan data tersebut.

5.2.1 Sebelum Pelaksanaan Percobaan (Tahap Persiapan)

Sebelum pelaksanaan percobaan ada beberapa hal yang perlu dilakukan dan diperhatikan :



- a. Mempersiapkan alat ukur dan peralatan lain yang diperlukan :
 - 6 buah thermometer.
 - 6 buah pressure gauge (Manometer)
 - 1 buah analiser.
 - 1 buah turbometer.
 - 1 buah termo higrometer.
 - 1 buah tabung refrigeran.
 - 1 set alat solder pipa.
 - 1 set flaring tool.
 - 1 buah pipa kapiler.
- b. Memeriksa apakah semua kondisi alat percobaan berada dalam kondisi baik dan bekerja dengan baik.
- c. Buka semua katub yang ada untuk memeriksa apakah terjadi kebocoran dalam sistem.
- d. Mempersiapkan satu buah gambar rangkaian alat percobaan dan tabel data percobaan untuk masing-masing percobaan.
- e. Memasang alat ukur pada tempat yang telah disediakan.
- f. Catat semua data pada komponen-komponen utama percobaan dan untuk semua alat ukur catat jenis jangkauan ukur dan ketelitiannya.
- g. Catat angka-angka pada alat ukur yang telah terpasang, bacaan ini sebagai bacaan awal alat ukur.

5.2.2 Selama Percobaan

Setelah semua telah diperiksa dengan baik maka percobaan dapat dilaksanakan. Percobaan dikondisikan pada tekanan dan temperatur mencapai keadaaan stabil, dan temperatur air pemanas sudah mencapai temperatur yang diinginkan yaitu 40°C (Kondisi Steady State) selama waktu yang telah ditentukan, maka dilakukan pengamatan dan pencatatan data. Dalam pengamatan dan pencatatan data dilakukan pada kondisi sistem melalui kondensor berpendingin air, yang berfungsi sebagai pemanas air.



5.2.3 Setelah Percobaan

Setelah pengujian dan pengambilan data sudah dilakukan maka hal-hal yang perlu dilakukan adalah sebagai berikut :

- a. Matikan alat percobaan
- b. Kumpulkan semua alat ukur dan kembalikan pada tempatnya
- c. Bersihkan ruangan alat percobaan

5.3 Pengamatan dan Pencatatan Data Pada Sistem yang Melalui Kondensor Berpendingin Air (Pemanas Air)

Pada saat Pengamatan dan Pencatatan Data Pada Sistem yang Melalui Kondensor Berpendingin air, ada beberapa hal yang kami lakukan. Beberapa hal tersebut adalah sebagai berikut :

- a. Memastikan bahwa katup yang masuk ataupun keluar kondensor berpendingin udara telah tertutup dan membuka katup-katup yang berhubungan dengan pemanas air
- b. Memasang termometer pada tempat yang telah ditentukan
- c. Memasang pressure gauge pada tempat yang telah ditentukan
- d. Memanaskan air pada pemanas air hingga mencapai suhu sekitar 40°C
- e. Mensetting air agar pada saat kondisi keluar tetap steady pada suhu 40°C
- f. Mencatat data yang dinginkan yaitu, tekanan melalui pressure gauge (Manometer), suhu melalui (Termometer) pada setiap titik yang telah ditentukan
- g. Pencatatan data dilakukan setiap 10 menit sampai keadaan pada kondisi stabil



Tabel 5.1 Data hasil percobaan hari ke-1 pada kondisi stabil

Data Menit ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	5	30	4	28	6	35	198	44	197	43	195	24
20	12	20	8	23	10	24	200	54	201	50	200	25
30	13	8	12	14	13	12	202	58	204	58	203	26
40	16	-6	15	-2	15	2	204	70	204	68	203	28
50	18	-8	16	-6	14	-4	208	86	206	81	205	35
60	18	-24	16	-6	14	-4	208	86	206	81	205	35
70	18	-24	16	-6	14	-4	208	86	206	81	205	35

Sedangkan untuk data hasil percobaan selengkapnya dapat dilihat pada daftar lampiran hasil percobaan.

5.4 Pengukuran Kapasitas air

Untuk data kapasitas air diambil bersamaan dengan pengambilan data sistem yang terpasang pemanas air. Berikut ini adalah data hasil percobaan kapasitas air yang diperlukan :

Waktu (Menit)	Skala Alat Ukur		$\dot{V} \left(\frac{m^3}{10 \text{ menit}} \right)$
	Kondisi Awal	Kondisi Akhir	
10	2,1550	2,2270	0,0720
10	2,2270	2,2970	0,0700
10	2,2970	2,3715	0,0745
10	2,3715	2,4447	0,0732
10	2,4447	2,5165	0,0718
Rata-rata			0,0723

Berikut ini adalah gambaran secara nominal yang tertera pada alat pengukur kapasitas (Flow meter) :

Kondisi Awal :

0	0	0	2,	2	9	7
---	---	---	----	---	---	---

x 0,001m³

Kondisi Akhir :

0	0	0	2,	3	7	$\frac{1}{2}$
---	---	---	----	---	---	---------------

x 0,001m³



5.5 Pembahasan

➤ Konsep Baru

Kondensor berpendingin air sebagai pemanas air (*Aircon Water Heater*) adalah konsep produk baru yang dirancang berdasarkan prinsip effisiensi. Selain sangat hemat energi, juga memberikan manfaat ganda dimana *Aircon water heater* bisa berfungsi sebagai penyejuk ruangan (AC) sekaligus sebagai pemanas air (*Water Heater*).

➤ Sumber Energi

Dalam operasinya, *Aircon Water Heater* hanya menggunakan energi listrik untuk unit AC, tanpa memerlukan energi tambahan untuk unit pemanas air. Sedangkan pemanas air sendiri bekerja dengan memanfaatkan energi panas yang terbuang dari unit AC.

Dengan energi listrik 746 Watt *Aircon water heater* dapat menghasilkan pendingin udara setara AC 1 Hp ditambah dengan air panas 55 liter. Dengan kondisi tersebut maka *Aircon Water Heater* lebih hemat energi dibandingkan dengan penggunaan AC Split standar ataupun penggunaan elemen pemanas air dimana diantara keduanya menggunakan energi listrik sendiri-sendiri sebagai sumber energinya.

➤ Keunggulan

Dengan adanya konsep baru tersebut dimana satu alat bisa mempunyai dua fungsi, maka ada beberapa keuntungan yang bisa diperoleh, keuntungan tersebut adalah sebagai berikut :

1. Hemat Energi

Dalam operasinya, *Aircon Water Heater* hanya menggunakan energi listrik untuk unit AC, tanpa memerlukan energi tambahan untuk unit pemanas air. Dengan energi listrik 750 Watt *Aircon water heater* dapat menghasilkan pendingin udara setara AC 1 PK ditambah dengan air panas 55 liter.

2. Aman dan Bebas Perawatan

Karena proses pemanasan air sama sekali tidak menggunakan listrik atau gas, maka unit pemanas ini dijamin sangat aman. Disamping itu unit ini juga dirancang bebas perawatan.



3. Membantu pelestarian lingkungan

Dengan mengkonversikan energi panas yang terbuang dari unit AC untuk pemanasan air, maka *Aircon Water Heater* menunjang kelestarian lingkungan hidup kita.

4. Cocok Untuk Berbagai Keperluan

Aircon Water Heater sangat cocok digunakan untuk menunjang keperluan rumah tangga, hotel / motel, salon, restoran, klinik dan sebagainya. Dengan pemasangan instalasi terpadu, *Aircon Water Heater* dapat dimanfaatkan secara tepat guna dan ekonomis.

5.6 Spesifikasi Teknis

DINGIN (AC)	Kapasitas pendingin	Btu / jam	10.000
	Effisiensi	%	
	Volume Ruangan	m ²	16
PANAS (WH)	Temperatur Air Maksimum	°C	40
LISTRIK (AC)	Konsumsi Listrik	Watt	750
	Arus Kerja	Ampere	3,5
	Fasa	Fasa	1
	Voltase	Volt	220
	Frekuensi	Hz	50
INDOOR UNIT (AC)	Dimensi	P / cm	85
		L / cm	40
		T / cm	12
	Berat Bersih	kg	9,5
OUTDOOR UNIT (AC)	Dimensi	P / cm	80
		L / cm	52
		T / cm	25
	Berat Bersih	kg	25
OUTDOOR UNIT (WH)	Dimensi	Diameter / cm	23,5
		T / cm	30
	Volume	Liter	55,3
	Berat Kosong	kg	25
	Berat Isi	kg	94
UKURAN PIPA	Freon (Liquid)	mm (inchi)	6,35 (1/4")
	Freon (Gas)	mm (inchi)	9,52 (3/8")

**Ketika kau kecewa karena tidak memperoleh apa yang kau
kehendaki, terimalah dan bergembiralah.
Karena TUHAN sedang memikirkan sesuatu
Yang lebih baik untuk dirimu.**

BAB VI KESIMPULAN



BAB VI

KESIMPULAN

Bagian akhir dari laporan penelitian ini adalah penulisan dari hasil penelitian secara garis besar berupa kesimpulan, disesuaikan dengan permasalahan yang diangkat dari tujuan yang telah ditentukan pada saat pertama kali ide penelitian dimunculkan .

Kesimpulan yang kita dapat pada perencanaan, perhitungan dan pengujian sistem pendingin AC Split 1 Hp yang melalui pemanas air adalah sebagai berikut :

1. Pada Proses perhitungan perencanaan didapatkan hasil sebagai berikut :

a. Laju aliran massa untuk fluida pemanas / Refrigeren (\dot{m}_h)

$$\dot{m}_h = \frac{2,1935 \frac{kJ}{s}}{(661-464) \frac{kJ}{kg}} = 0,0103 \frac{kg}{s}$$

b. Laju Aliran massa untuk fluida pendingin / air (\dot{m}_c)

$$\dot{m}_c = \frac{2193,5 \frac{J}{s}}{66848 \frac{J}{kg}} = 0,033 \frac{kg}{s}$$

c. Koeffisein Konveksi untuk fluida pemanas / freon (h_0)

$$h_0 = 534,1 \frac{W}{m^2 K}$$

d. Koeffisien Konveksi Untuk fluida pendingin / Air (h_i)

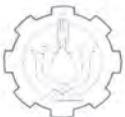
$$h_i = 97,27 \frac{W}{m^2 K}$$

e. Koeffisien Perpindahan Panas Keseluruhan (U)

$$U = 71,3 \frac{W}{m^2 K}$$

f. Temperatur Rata-rata Logaritmik (ΔT_{lm})

$$\Delta T_{lm} = 26,8 {}^\circ C = 299,8 {}^\circ K$$



g. Dimensi Panjang Pipa (L)

$$L = 2,08 \text{ m} = 2080 \text{ mm}$$

h. Luas Permukaan Luar Pipa

$$A = 1,085 \text{ m}^2$$

i. Volume Tabung Pemanas Air

$$V = 0,0553 \text{ m}^3 = 55,3 \text{ liter}$$

2. Dengan adanya konsep baru dimana satu alat bisa mempunyai dua fungsi, membuat operasi dari alat uji tersebut hemat energi karena hanya menggunakan energi listrik untuk unit AC, tanpa memerlukan energi tambahan untuk unit pemanas air. Dengan energi listrik 750 Watt . Alat tersebut dapat menghasilkan pendingin udara setara AC 1 PK ditambah dengan air panas 55 liter.
3. Berdasarkan hasil pengujian terhadap sistem pendingin yang melalui pemanas air, didapatkan Debit Pemanas Air , $\dot{V} = 7,2 \frac{\text{liter}}{\text{menit}}$

**Saat terjadi sesuatu padamu, baik atau buruk, pertimbangkanlah
arti dari itu semua, karena ada sesuatu maksud
untuk setiap kejadian dalam kehidupan,
mengajarkanmu bagaimana lebih sering tertawa
atau tidak terlalu keras menangis**

DAFTAR PUSTAKA

Daftar Pustaka

1. Moran, J, Michael, " Fundamentals of Engineering Thermodynamics ", John Willey & Son, Third Edition, New York, 1988.
2. Incopera, P, Frank, " Fundamentals of Heat and Mass Transfer ", John Willey & Son, Fourth Edition, New York, 1996.
3. Stocker, W.F, " Refrigeration and Air Conditioning ", McGraw-Hill, Second Edition, New York, 1987.
4. Ichsani, Djatmiko, Ir.MEng, " Diktat Perpindahan Panas ", Jurusan Teknik Mesin FTI ITS.
5. Setiawan, Atok, Ir. MEng.Sc, " Diktat Perpindahan Panas ", Jurusan Teknik Mesin FTI ITS.
6. Haruo, Tahara, Sularso, " Pompa dan Kompresor ", PT. Pradnya Paramitha, Jakarta, 1996.
7. Amarullah, Dian, " Tugas Akhir ", Jurusan D3 Teknik Mesin FTI ITS, Surabaya, 2003.

Kita terlalu membuang-buang waktu untuk mencari orang yang sesuai untuk dicintai atau melihat kesalahan-kesalahan pada orang yang telah kita cintai, daripada malah seharusnya kita menyempurnakan cinta yang kita berikan

LAMPIRAN

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids^a

Composition	Melting Point (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Properties at Various Temperatures (K)									
						Properties at 300 K					k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)				
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218					
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186						
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185						
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7			
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04							
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85				
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7							
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4	
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5		
Copper Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339			
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14		42	52	59						
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		785	460	545						
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149						
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19								
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4			

Composition	Melting Point (K)	Properties at Various Temperatures (K)													
		Properties at 300 K					k (W/m · K)/c _p (J/kg · K)								
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255			
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	109	124	131	135	140	145	155			
Iron						172	153	144	138	132	126	120	111		
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1		
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4		
						215	384	490	574	680	975	609	654		
Carbon steels															
Plain carbon (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0				
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			487	559	685	1169				
Carbon–silicon (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			49.8	559	685	1168				
Carbon–manganese– silicon (1% < Mn ≤ 1.65%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			501	582	699	971				
Chromium (low) steels															
$\frac{1}{2}$ Cr– $\frac{1}{4}$ Mo–Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9				
1 Cr– $\frac{1}{2}$ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			492	575	688	969				
1 Cr–V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			42.0	39.1	34.5	27.4				
								492	575	688	969				

Stainless steels													
AISI 302	8055	480	15.1	3.91		17.3	20.0	22.8	25.4				
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611	28.0 640	31.7 682
AISI 316		8238	468	13.4	3.48		15.2	18.3	21.3	24.2			
AISI 347		7978	480	14.2	3.71		15.8	18.9	21.9	24.7			
Lead	601	11340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	34.0	31.4				
Magnesium	923	1740	1024	156	87.6	169	159	153	149	146			
Molybdenum	2894	10240	251	138	53.7	179	143	134	126	118	112	105	98
					141	224	261	275	285	295	308	330	380
Nickel													
Pure	1728	8900	444	90.7	23.0	164	107	80.2	65.6	67.6	71.8	76.2	82.6
Nichrome (80% Ni, 20% Cr)	1672	8400	420	12	3.4	232	383	485	592	530	562	594	616
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	14	16	21		
Niobium	2741	8570	265	53.7	23.6	55.2	52.6	55.2	480	525	545		
Palladium	1827	12020	244	71.8	24.5	188	249	274	283	292	305	310	324
Platinum													
Pure	2045	21450	133	71.6	25.1	77.5	72.6	71.8	73.2	75.6	78.7	82.6	89.5
Alloy 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1800	16630	162	47	17.4	100	125	136	141	146	152	157	165
Rhenium	3453	21100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1	44.2	44.1	44.6	45.7	47.8
Rhodium	2236	12450	243	150	49.6	186	154	146	136	127	121	116	110
Silicon	1685	2330	712	148	89.2	884	264	98.9	61.9	42.2	31.2	25.7	22.7
Silver	1235	10500	235	429	174	444	430	425	412	396	379	361	
Tantalum	3269	16600	140	57.5	24.7	59.2	57.5	57.8	58.6	59.4	60.2	61.0	62.2
Thorium	2023	11700	118	54.0	39.1	59.8	54.6	54.5	55.8	56.9	56.9	58.7	
Tungsten	2655	7310	227	66.6	40.1	85.2	73.3	62.2					



Composition	Melting Point (K)	Properties at Various Temperatures (K)													
		Properties at 300 K						k (W/m · K)/c _p (J/kg · K)							
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500		
Titanium	1953	4500	522	21.9	9.32	30.5 300	24.5 465	20.4 551	19.4 591	19.7 633	20.7 675	22.0 620	24.5 686		
Tungsten	3660	19300	132	174	68.3	208 87	186 122	159 137	137 142	125 145	118 148	113 152	107 157	100 167	95 176
Uranium	1406	19070	116	27.6	12.5	21.7 94	25.1 108	29.6 125	34.0 146	38.8 176	43.9 180	49.0 161			
Vanadium	2192	6100	489	30.7	10.3	35.8 258	31.3 430	31.3 515	33.3 540	35.7 563	38.2 597	40.8 645	44.6 714	50.9 867	
Zinc	693	7140	389	116	41.8	117 297	118 367	111 402	103 436						
Zirconium	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2 205	25.2 264	21.6 300	20.7 322	21.6 342	23.7 362	26.0 344	28.8 344	33.0 344	

^aAdapted from References 1–7.

TABLE A.2 Thermophysical Properties of Selected Nonmetallic Solids^a

Composition	Melting Point (K)	Properties at Various Temperatures (K)											
		Properties at 300 K						k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)					
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500
Aluminum oxide, sapphire	2323	3970	765	46	15.1	450	82	32.4	18.9	13.0	10.5	—	—
Aluminum oxide, polycrystalline	2323	3970	765	36.0	11.9	133	55	26.4	15.8	10.4	7.85	6.55	5.66
Beryllium oxide	2725	3000	1030	272	88.0	—	—	940	1110	1180	1225	—	—
Boron	2573	2500	1105	27.6	9.99	190	52.5	18.7	11.3	8.1	6.3	5.2	—
Boron fiber epoxy (30% vol) composite	590	2080	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
k, \parallel to fibers				2.29	—	2.10	2.23	2.28	—	—	—	—	—
k, \perp to fibers				0.59	—	0.37	0.49	0.60	—	—	—	—	—
c_p			1122	—	—	364	757	1431	—	—	—	—	—
Carbon													
Amorphous	1500	1950	—	1.60	—	0.67	1.18	1.89	2.19	2.37	2.53	2.84	3.48
Diamond, type IIa insulator	--	3500	509	2300	—	10000	4000	1540	—	—	—	—	—
Graphite, pyrolytic	2273	2210	—	—	1950	4970	3230	1390	892	667	534	448	357
$k \parallel$ to layers				5.70	—	16.8	9.23	4.09	2.68	2.01	1.60	1.34	0.81
k, \perp to layers			709	—	—	136	411	992	1406	1650	1793	1890	1974
c_p			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2043
Graphite fiber epoxy (25% vol) composite	450	1400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
k , heat flow \parallel to fibers				11.1	—	5.7	8.7	13.0	—	—	—	—	—
k , heat flow \perp to fibers				0.87	—	0.46	0.68	1.1	—	—	—	—	—
c_p			935	—	—	337	642	1216	—	—	—	—	—
Pyroceram, Corning 9606	1623	2600	808	3.98	1.89	5.25	4.78	3.64	3.28	3.08	2.96	2.87	2.79
				—	—	—	908	1038	1122	1197	1264	1498	—

TABLE A.2 *Continued*

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K						Properties at Various Temperatures (K)										
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)												
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500			
Silicon carbide	3100	3160	675	490	230	—	—	—	—	—	87	58	30	—	—			
Silicon dioxide, crystalline (quartz)	1883	2650	—	—	—	—	—	880	1050	1135	1195	1243	1310	—	—			
k, \parallel to c axis				10.4	—	39	16.4	7.6	5.0	4.2	—	—	—	—	—			
k, \perp to c axis				6.21	—	20.8	9.5	4.70	3.4	3.1	—	—	—	—	—			
c_p		745	—	—	—	—	—	885	1075	1250	—	—	—	—	—			
Silicon dioxide, polycrystalline (fused silica)	1883	2220	745	1.38	0.834	0.69	1.14	1.51	1.75	2.17	2.87	4.00	—	—	—			
Silicon nitride	2173	2400	691	16.0	9.65	—	—	13.9	11.3	9.88	8.76	8.00	7.16	6.20	—			
Sulfur	392	2070	708	0.206	0.141	0.165	0.185	—	778	937	1063	1155	1226	1306	1377	—		
Thorium dioxide	3573	9110	235	13	6.1	—	—	10.2	6.6	4.7	3.68	3.12	2.73	2.5	—			
Titanium dioxide, polycrystalline	2133	4157	710	8.4	2.8	—	—	7.01	5.02	3.94	3.46	3.28	315	330	—			
						403	606	—	—	805	880	910	930	945	—			

^aAdapted from References 1, 2, 3, and 6.

TABLE A.3 Thermophysical Properties of Common Materials^a
Structural Building Materials

Description/Composition	Typical Properties at 300 K		
	Density, <i>p</i> (kg/m ³)	Thermal Conductivity, <i>k</i> (W/m · K)	Specific Heat, <i>c_p</i> (J/kg · K)
Building Boards			
Asbestos-cement board	1920	0.58	—
Gypsum or plaster board	800	0.17	—
Plywood	545	0.12	1215
Sheathing, regular density	290	0.055	1300
Acoustic tile	290	0.058	1340
Hardboard, siding	640	0.094	1170
Hardboard, high density	1010	0.15	1380
Particle board, low density	590	0.078	1300
Particle board, high density	1000	0.170	1300
Woods			
Hardwoods (oak, maple)	720	0.16	1255
Softwoods (fir, pine)	510	0.12	1380
Masonry Materials			
Cement mortar	1860	0.72	780
Brick, common	1920	0.72	835
Brick, face	2083	1.3	—
Clay tile, hollow			
1 cell deep, 10 cm thick	—	0.52	—
3 cells deep, 30 cm thick	—	0.69	—
Concrete block, 3 oval cores			
Sand/gravel, 20 cm thick	—	1.0	—
Cinder aggregate, 20 cm thick	—	0.67	—
Concrete block, rectangular core			
2 cores, 20 cm thick, 16 kg	—	1.1	—
Same with filled cores	—	0.60	—
Plastering Materials			
Cement plaster, sand aggregate	1860	0.72	—
Gypsum plaster, sand aggregate	1680	0.22	1085
Gypsum plaster, vermiculite aggregate	720	0.25	—

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.3 *Continued*

Insulating Materials and Systems

Description/Composition	Typical Properties at 300 K		
	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal Conductivity, k (W/m · K)	Specific Heat, c_p (J/kg · K)
Blanket and Batt			
Glass fiber, paper faced	16	0.046	—
	28	0.038	—
	40	0.035	—
Glass fiber, coated; duct liner	32	0.038	835
Board and Slab			
Cellular glass	145	0.058	1000
Glass fiber, organic bonded	105	0.036	795
Polystyrene, expanded			
Extruded (R-12)	55	0.027	1210
Molded beads	16	0.040	1210
Mineral fiberboard; roofing material	265	0.049	—
Wood, shredded/cemented	350	0.087	1590
Cork	120	0.039	1800
Loose Fill			
Cork, granulated	160	0.045	—
Diatomaceous silica, coarse	350	0.069	—
Powder	400	0.091	—
Diatomaceous silica, fine powder	200	0.052	—
	275	0.061	—
Glass fiber, poured or blown	16	0.043	835
Vermiculite, flakes	80	0.068	835
	160	0.063	1000
Formed/Foamed-in-Place			
Mineral wool granules with asbestos/inorganic binders, sprayed	190	0.046	—
Polyvinyl acetate cork mastic; sprayed or troweled	—	0.100	—
Urethane, two-part mixture; rigid foam	70	0.026	1045
Reflective			
Aluminum foil separating fluffy glass mats; 10–12 layers, evacuated; for cryogenic applications (150 K)	40	0.00016	—
Aluminum foil and glass paper laminate; 75–150 layers; evacuated; for cryogenic application (150 K)	120	0.000017	—
Typical silica powder, evacuated	160	0.0017	—

TABLE A.3 *Continued**Industrial Insulation*

Description/ Composition	Maximum Service Temperature (K)	Typical Density (kg/m ³)	Typical Thermal Conductivity, <i>k</i> (W/m · K), at Various Temperatures (K)										
			200	215	230	240	255	270	285	300	310	365	420
Blankets													
Blanket, mineral fiber, metal reinforced	920	96–192								0.038	0.046	0.056	0.078
	815	40–96								0.035	0.045	0.058	0.088
Blanket, mineral fiber, glass; fine fiber, organic bonded	450	10			0.036	0.038	0.040	0.043	0.048	0.052	0.076		
		12			0.035	0.036	0.039	0.042	0.046	0.049	0.069		
		16			0.033	0.035	0.036	0.039	0.042	0.046	0.062		
		24			0.030	0.032	0.033	0.036	0.039	0.040	0.053		
		32			0.029	0.030	0.032	0.033	0.036	0.038	0.048		
		48			0.027	0.029	0.030	0.032	0.033	0.035	0.045		
Blanket, alumina– silica fiber	1530	48									0.071	0.105	0.150
		64									0.059	0.087	0.125
		96									0.052	0.076	0.100
		128									0.049	0.068	0.091
Felt, semirigid; organic bonded	480	50–125					0.035	0.036	0.038	0.039	0.051	0.063	
Felt, laminated; no binder	730	50	0.023	0.025	0.026	0.027	0.029	0.030	0.032	0.033	0.035	0.051	0.079
920	120										0.051	0.065	0.087
Blocks, Boards, and Pipe Insulations													
Asbestos paper, laminated and corrugated										0.078	0.082	0.098	
4-ply	420	190								0.071	0.074	0.085	
6-ply	420	255								0.068	0.071	0.082	
8-ply	420	300								0.051	0.055	0.061	
Magnesia, 85%	590	185								0.055	0.059	0.063	0.075
Calcium silicate	920	190								0.075	0.089	0.104	

TABLE A.3 *Continued*

134

Industrial Insulation (Continued)

Description/ Composition	Maximum Service Temperature (K)	Typical Density (kg/m ³)	Typical Thermal Conductivity, <i>k</i> (W/m · K), at Various Temperatures (K)											
			200	215	230	240	255	270	285	300	310	365	420	530
Cellular glass	700	145			0.046	0.048	0.051	0.052	0.055	0.058	0.062	0.069	0.079	
Diatomaceous silica	1145	345										0.092	0.098	0.104
	1310	385										0.101	0.100	0.115
Polystyrene, rigid														
Extruded (R-12)	350	56	0.023	0.023	0.022	0.023	0.023	0.025	0.026	0.027	0.029			
Extruded (R-12)	350	35	0.023	0.023	0.023	0.025	0.025	0.026	0.027	0.029				
Molded beads	350	16	0.026	0.029	0.030	0.033	0.035	0.036	0.038	0.040				
Rubber, rigid foamed	340	70						0.029	0.030	0.032	0.033			
Insulating Cement														
Mineral fiber (rock, slag or glass)														
With clay binder	1255	430										0.071	0.079	0.088
With hydraulic setting binder	922	560										0.108	0.115	0.123
Loose Fill														
Cellulose, wood or paper pulp	—	45							0.038	0.039	0.042			
Perlite, expanded	—	105	0.036	0.039	0.042	0.043	0.046	0.049	0.051	0.053	0.056			
Vermiculite, expanded	—	122			0.056	0.058	0.061	0.063	0.065	0.068	0.071			
		80			0.049	0.051	0.055	0.058	0.061	0.063	0.066			

TABLE A.3 *Continued*

<i>Other Materials</i>				
Description/ Composition	Temperature (K)	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal Conductivity, k (W/m · K)	Specific Heat, c_p (J/kg · K)
Asphalt	300	2115	0.062	920
Bakelite	300	1300	1.4	1465
Brick, refractory				
Carborundum	872	—	18.5	—
	1672	—	11.0	—
Chrome brick	473	3010	2.3	835
	823		2.5	
	1173		2.0	
Diatomaceous	478	—	0.25	—
silica, fired	1145	—	0.30	
Fire clay, burnt 1600 K	773	2050	1.0	960
	1073	—	1.1	
	1373	—	1.1	
Fire clay, burnt 1725 K	773	2325	1.3	960
	1073		1.4	
	1373		1.4	
Fire clay brick	478	2645	1.0	960
	922		1.5	
	1478		1.8	
Magnesite	478	—	3.8	1130
	922	—	2.8	
	1478		1.9	
Clay	300	1460	1.3	880
Coal, anthracite	300	1350	0.26	1260
Concrete (stone mix)	300	2300	1.4	880
Cotton	300	80	0.06	1300
Foodstuffs				
Banana (75.7% water content)	300	980	0.481	3350
Apple, red (75% water content)	300	840	0.513	3600
Cake, batter	300	720	0.223	—
Cake, fully baked	300	280	0.121	—
Chicken meat, white (74.4% water content)	198	—	1.60	—
	233	—	1.49	
	253		1.35	
	263		1.20	
	273		0.476	
	283		0.480	
	293		0.489	
Glass				
Plate (soda lime)	300	2500	1.4	750
Pyrex	300	2225	1.4	835

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.3 *Continued*

Other Materials (Continued)

Description/ Composition	Temperature (K)	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal Conductivity, k (W/m · K)	Specific Heat, c_p (J/kg · K)
Ice	273	920	1.88	2040
	253	—	2.03	1945
Leather (sole)	300	998	0.159	—
Paper	300	930	0.180	1340
Paraffin	300	900	0.240	2890
Rock				
Granite, Barre	300	2630	2.79	775
Limestone, Salem	300	2320	2.15	810
Marble, Halston	300	2680	2.80	830
Quartzite, Sioux	300	2640	5.38	1105
Sandstone, Berea	300	2150	2.90	745
Rubber, vulcanized				
Soft	300	1100	0.13	2010
Hard	300	1190	0.16	—
Sand	300	1515	0.27	800
Soil	300	2050	0.52	1840
Snow	273	110	0.049	—
		500	0.190	—
Teflon	300	2200	0.35	—
	400		0.45	—
Tissue, human				
Skin	300	—	0.37	—
Fat layer (adipose)	300	—	0.2	—
Muscle	300	—	0.41	—
Wood, cross grain				
Balsa	300	140	0.055	—
Cypress	300	465	0.097	—
Fir	300	415	0.11	2720
Oak	300	545	0.17	2385
Yellow pine	300	640	0.15	2805
White pine	300	435	0.11	—
Wood, radial				
Oak	300	545	0.19	2385
Fir	300	420	0.14	2720

*Adapted from References 1 and 8-13.

TABLE A.4 Thermophysical Properties
of Gases at Atmospheric Pressure^a

<i>T</i> (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	<i>Pr</i>
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	7.590	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	93.80	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
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Ammonia (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

TABLE A.4 *Continued*

<i>T</i> (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu (10^6)$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	<i>Pr</i>
Carbon Monoxide (CO) (<i>continued</i>)							
650	0.51806	1.101	301	58.1	47.0	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50.0	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
Helium (He)							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4060	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	—	5.193	129	—	99.2	—	—
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	—	5.193	150	—	115.1	—	—
220	0.2216	5.193	160	72.2	123.1	107	0.675
240	—	5.193	170	—	130	—	—
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	—	5.193	190	—	145	—	—
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.680
350	—	5.193	221	—	170	—	—
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	—	5.193	263	—	204	—	—
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	—	5.193	—	—	—	—	—
600	—	5.193	320	—	252	—	—
650	—	5.193	332	—	264	—	—
700	0.06969	5.193	350	502	278	768	0.654
750	—	5.193	364	—	291	—	—
800	—	5.193	382	—	304	—	—
900	—	5.193	414	—	330	—	—
1000	0.04879	5.193	446	914	354	1400	0.654
Hydrogen (H₂)							
100	0.24255	11.23	42.1	17.4	67.0	24.6	0.707
150	0.16156	12.60	56.0	34.7	101	49.6	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09693	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.6	111	183	158	0.701
350	0.06924	14.43	98.8	143	204	204	0.700
400	0.06059	14.48	108.2	179	226	258	0.695
450	0.05386	14.50	117.2	218	247	316	0.689
500	0.04848	14.52	126.4	261	266	378	0.691
550	0.04407	14.53	134.3	305	285	445	0.685

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.4 *Continued*

<i>T</i> (K)	<i>ρ</i> (kg/m ³)	<i>c_p</i> (kJ/kg · K)	<i>μ · 10⁷</i> (N · s/m ²)	<i>ν · 10⁶</i> (m ² /s)	<i>k · 10³</i> (W/m · K)	<i>α · 10⁶</i> (m ² /s)	<i>Pr</i>
Hydrogen (H₂) (continued)							
600	0.04040	14.55	142.4	352	305	519	0.678
700	0.03463	14.61	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	569	378	849	0.670
900	0.02694	14.83	186.5	692	412	1030	0.671
1000	0.02424	14.99	201.3	830	448	1230	0.673
1100	0.02204	15.17	213.0	966	488	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	528	1700	0.659
1300	0.01865	15.59	238.5	1279	568	1955	0.655
1400	0.01732	15.81	250.7	1447	610	2230	0.650
1500	0.01616	16.02	262.7	1626	655	2530	0.643
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.96	296.1	2193	786	3435	0.639
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
Nitrogen (N₂)							
100	3.4388	1.070	68.8	2.00	9.58	2.60	0.768
150	2.2594	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6883	1.043	129.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.8	0.727
300	1.1233	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7485	1.050	239.6	32.01	35.8	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.22	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.187	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.8	224	0.707
1300	0.2591	1.219	466.2	179.9	81.0	256	0.701
Oxygen (O₂)							
100	3.945	0.962	76.4	1.94	9.25	2.44	0.796
150	2.585	0.921	114.8	4.44	13.8	5.80	0.766
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.58	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.4 *Continued*

<i>T</i> (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	<i>Pr</i>
Oxygen (O₂) (continued)							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	588.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (Steam)							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

^aAdapted from References 8, 14, and 15.

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.5 Thermophysical Properties of Saturated Fluids^a

Saturated Liquids

K	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Engine Oil (Unused)								
73	899.1	1.796	385	4,280	147	0.910	47,000	0.70
80	895.3	1.827	217	2,430	144	0.880	27,500	0.70
90	890.0	1.868	99.9	1,120	145	0.872	12,900	0.70
100	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6,400	0.70
120	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3,400	0.70
150	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1,965	0.70
200	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1,205	0.70
300	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
Ethylene Glycol [C₂H₄(OH)₂]								
3	1,130.8	2.294	6.51	57.6	242	0.933	617	0.65
0	1,125.8	2.323	4.20	37.3	244	0.933	400	0.65
0	1,118.8	2.368	2.47	22.1	248	0.936	236	0.65
0	1,114.4	2.415	1.57	14.1	252	0.939	151	0.65
0	1,103.7	2.460	1.07	9.65	255	0.939	103	0.65
0	1,096.2	2.505	0.757	6.91	258	0.940	73.5	0.65
0	1,089.5	2.549	0.561	5.15	260	0.936	55.0	0.65
0	1,083.8	2.592	0.431	3.98	261	0.929	42.8	0.65
0	1,079.0	2.637	0.342	3.17	261	0.917	34.6	0.65
0	1,074.0	2.682	0.278	2.59	261	0.906	28.6	0.65
0	1,066.7	2.728	0.228	2.14	262	0.900	23.7	0.65
3	1,058.5	2.742	0.215	2.03	263	0.906	22.4	0.65
Glycerin [C₃H₈(OH)₃]								
3	1,276.0	2.261	1,060	8,310	282	0.977	85,000	0.47
0	1,271.9	2.298	534	4,200	284	0.972	43,200	0.47
0	1,265.8	2.367	185	1,460	286	0.955	15,300	0.48
0	1,259.9	2.427	79.9	634	286	0.935	6,780	0.48
0	1,253.9	2.490	35.2	281	286	0.916	3,060	0.49
0	1,247.2	2.564	21.0	168	287	0.897	1,870	0.50

TABLE A.5 *Continued*

<i>Saturated Liquids (Continued)</i>								
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Freon (Refrigerant-12) (CCl₂F₂)								
230	1,528.4	0.8816	0.0457	0.299	58	0.505	5.9	1.85
240	1,498.0	0.8923	0.0385	0.257	69	0.516	5.0	1.90
250	1,469.5	0.9037	0.0354	0.241	70	0.527	4.6	2.00
260	1,439.0	0.9163	0.0322	0.224	73	0.554	4.0	2.10
270	1,407.2	0.9301	0.0304	0.216	73	0.558	3.9	2.25
280	1,374.4	0.9450	0.0283	0.206	73	0.562	3.7	2.35
290	1,340.5	0.9609	0.0265	0.198	73	0.567	3.5	2.55
300	1,305.8	0.9781	0.0254	0.195	72	0.564	3.5	2.75
310	1,268.9	0.9963	0.0244	0.192	69	0.546	3.4	3.05
320	1,228.6	1.0155	0.0233	0.190	68	0.545	3.5	3.5
Mercury (Hg)								
273	13,595	0.1404	0.1688	0.1240	8,180	42.85	0.0290	0.181
300	13,529	0.1393	0.1523	0.1125	8,540	45.30	0.0248	0.181
350	13,407	0.1377	0.1309	0.0976	9,180	49.75	0.0196	0.181
400	13,287	0.1365	0.1171	0.0882	9,800	54.05	0.0163	0.181
450	13,167	0.1357	0.1075	0.0816	10,400	58.10	0.0140	0.181
500	13,048	0.1353	0.1007	0.0771	10,950	61.90	0.0125	0.182
550	12,929	0.1352	0.0953	0.0737	11,450	65.55	0.0112	0.184
600	12,809	0.1355	0.0911	0.0711	11,950	68.80	0.0103	0.187

Saturated Liquid-Vapor, 1 atm^b

Fluid	T_{sat} (K)	h_{fg} (kJ/kg)	ρ_f (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	$\sigma \cdot 10^3$ (N/m)
Ethanol	351	846	757	1.44	17.7
Ethylene glycol	470	812	1,111 ^c	—	32.7
Glycerin	563	974	1,260 ^c	—	63.0 ^c
Mercury	630	301	12,740	3.90	417
Refrigerant R-12	243	165	1,488	6.32	15.8
Refrigerant R-113	321	147	1,511	7.38	15.9

^aAdapted from References 15 and 16.^bAdapted from References 8, 17, and 18.^cProperty value corresponding to 300 K.

Temperature, T (K)	Pressure, P (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporiza- tion, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)	Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number	Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Tempera- ture, T (K)		
		$v_f \cdot 10^3$	v_k		$c_{p,f}$	$c_{p,k}$		$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_k \cdot 10^6$						
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761.	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1		440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9		450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7		460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5		470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2		480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9		490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6		500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3		510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9		520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5		530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1		540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7		550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3		560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0		570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8		580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5		590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4		600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3		610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5		620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5		625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6		630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5		635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8		640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1		645
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3 ^c

^aAdapted from Reference 19.^b1 bar = 10⁵ N/m².^cCritical temperature.

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.7 Thermophysical Properties of Liquid Metals^a

Composition	Melting Point (K)	T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\nu \cdot 10^7$ (m ² /s)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^5$ (m ² /s)	Pr
tin	544	589	10,011	0.1444	1.617	16.4	0.138	0.0142
		811	9,739	0.1545	1.133	15.6	1.035	0.0110
		1033	9,467	0.1645	0.8343	15.6	1.001	0.0083
cad	600	644	10,540	0.159	2.276	16.1	1.084	0.024
		755	10,412	0.155	1.849	15.6	1.223	0.017
		977	10,140	—	1.347	14.9	—	—
potassium	337	422	807.3	0.80	4.608	45.0	6.99	0.0066
		700	741.7	0.75	2.397	39.5	7.07	0.0034
		977	674.4	0.75	1.905	33.1	6.55	0.0029
odium	371	366	929.1	1.38	7.516	86.2	6.71	0.011
		644	860.2	1.30	3.270	72.3	6.48	0.0051
		977	778.5	1.26	2.285	59.7	6.12	0.0037
aK, 5%/55%)	292	366	887.4	1.130	6.522	25.6	2.552	0.026
		644	821.7	1.065	2.871	27.5	3.17	0.0091
		977	740.1	1.043	2.174	28.9	3.74	0.0058
aK, 2%/78%)	262	366	849.0	0.946	5.797	24.4	3.05	0.019
		672	775.3	0.879	2.666	26.7	3.92	0.0068
		1033	690.4	0.883	2.118	—	—	—
Bi, 4.5%/55.5%)	398	422	10,524	0.147	—	9.05	0.586	—
		644	10,236	0.147	1.496	11.86	0.790	0.189
		922	9,835	—	1.171	—	—	—
mercury	234			See Table A.5				

adapted from *Liquid Materials Handbook*, 23rd ed., the Atomic Energy Commission, Department of the Navy, Washington, DC, 1952.



TABLE A.8 Binary Diffusion Coefficients at One Atmosphere^{a,b}

Substance A	Substance B	T (K)	D_{AB} (m ² /s)
Gases			
NH ₃	Air	298	0.28×10^{-4}
H ₂ O	Air	298	0.26×10^{-4}
CO ₂	Air	298	0.16×10^{-4}
H ₂	Air	298	0.41×10^{-4}
O ₂	Air	298	0.21×10^{-4}
Acetone	Air	273	0.11×10^{-4}
Benzene	Air	298	0.88×10^{-5}
Naphthalene	Air	300	0.62×10^{-5}
Ar	N ₂	293	0.19×10^{-4}
H ₂	O ₂	273	0.70×10^{-4}
H ₂	N ₂	273	0.68×10^{-4}
H ₂	CO ₂	273	0.55×10^{-4}
CO ₂	N ₂	293	0.16×10^{-4}
CO ₂	O ₂	273	0.14×10^{-4}
O ₂	N ₂	273	0.18×10^{-4}
Dilute Solutions			
Caffeine	H ₂ O	298	0.63×10^{-8}
Ethanol	H ₂ O	298	0.12×10^{-8}
Glucose	H ₂ O	298	0.69×10^{-9}
Glycerol	H ₂ O	298	0.94×10^{-9}
Acetone	H ₂ O	298	0.13×10^{-8}
CO ₂	H ₂ O	298	0.20×10^{-8}
O ₂	H ₂ O	298	0.24×10^{-8}
H ₂	H ₂ O	298	0.63×10^{-8}
N ₂	H ₂ O	298	0.26×10^{-8}
Solids			
O ₂	Rubber	298	0.21×10^{-9}
N ₂	Rubber	298	0.15×10^{-9}
CO ₂	Rubber	298	0.11×10^{-9}
He	SiO ₂	293	0.4×10^{-13}
H ₂	Fe	293	0.26×10^{-12}
Cd	Cu	293	0.27×10^{-18}
Al	Cu	293	0.13×10^{-33}

^aAdapted with permission from References 20, 21, and 22.^bAssuming ideal gas behavior, the pressure and temperature dependence of the diffusion coefficient for a binary mixture of gases may be estimated from the relation

$$D_{AB} \propto p^{-1} T^{3/2}$$

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.9 Henry's Constant for Selected Gases in Water at Moderate Pressure^a

T (K)	$H = p_{A,i}/x_{A,i}$ (bars)							
	NH ₃	Cl ₂	H ₂ S	SO ₂	CO ₂	CH ₄	O ₂	H ₂
273	21	265	260	165	710	22,880	25,500	58,000
280	23	365	335	210	960	27,800	30,500	61,500
290	26	480	450	315	1300	35,200	37,600	66,500
300	30	615	570	440	1730	42,800	45,700	71,600
310	—	755	700	600	2175	50,000	52,500	76,000
320	—	860	835	800	2650	56,300	56,800	78,600
323	—	890	870	850	2870	58,000	58,000	79,000

^aAdapted with permission from Reference 23.TABLE A.10 The Solubility of Selected Gases and Solids^a

Gas	Solid	T (K)	$S = C_{A,i}/p_{A,i}$ (kmol/m ³ · bar)
O ₂	Rubber	298	3.12×10^{-3}
N ₂	Rubber	298	1.56×10^{-3}
CO ₂	Rubber	298	40.15×10^{-3}
He	SiO ₂	293	0.45×10^{-3}
H ₂	Ni	358	9.01×10^{-3}

^aAdapted with permission from Reference 22.

TABLE A.11 Total, Normal (*n*) or Hemispherical (*h*) Emissivity of Selected Surfaces

Metallic Solids and Their Oxides ^a												
Emissivity, ϵ_n or ϵ_h , at Various Temperatures (K)												
Description/Composition		100	200	300	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum												
Highly polished, film	(<i>h</i>)	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06						
Foil, bright	(<i>h</i>)	0.06	0.06	0.07								
Anodized	(<i>h</i>)			0.82	0.76							
Chromium												
Polished or plated	(<i>n</i>)	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14						
Copper												
Highly polished	(<i>h</i>)			0.03	0.03	0.04	0.04	0.04				
Stably oxidized	(<i>h</i>)					0.50	0.58	0.80				
Gold												
Highly polished or film	(<i>h</i>)	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06				
Foil, bright	(<i>h</i>)	0.06	0.07	0.07								
Molybdenum												
Polished	(<i>h</i>)					0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.21	0.26
Shot-blasted, rough	(<i>h</i>)					0.25	0.28	0.31	0.35	0.42		
Stably oxidized	(<i>h</i>)					0.80	0.82					
Nickel												
Polished	(<i>h</i>)					0.09	0.11	0.14	0.17			
Stably oxidized	(<i>h</i>)					0.40	0.49	0.57				
Platinum												
Polished	(<i>h</i>)						0.10	0.13	0.15	0.18		
Silver												
Polished	(<i>h</i>)			0.02	0.02	0.03	0.05	0.08				
Stainless steels												
Typical, polished	(<i>n</i>)			0.17	0.17	0.19	0.23	0.30				
Typical, cleaned	(<i>n</i>)			0.22	0.22	0.24	0.28	0.35				
Typical, lightly oxidized	(<i>n</i>)						0.33	0.40				
Typical, highly oxidized	(<i>n</i>)						0.67	0.70	0.76			
AISI 347, stably oxidized	(<i>n</i>)					0.87	0.88	0.89	0.90			
Tantalum												
Polished	(<i>h</i>)								0.11	0.17	0.23	0.28
Tungsten												
Polished	(<i>h</i>)						0.10	0.13	0.18	0.25	0.29	

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.11 *Continued*

Nonmetallic Substances^b

Description/Composition		Temperature (K)	Emissivity ϵ
Aluminum oxide	(n)	600	0.69
		1000	0.55
		1500	0.41
Asphalt pavement	(h)	300	0.85–0.93
Building materials			
Asbestos sheet	(h)	300	0.93–0.96
Brick, red	(h)	300	0.93–0.96
Gypsum or plaster board	(h)	300	0.90–0.92
Wood	(h)	300	0.82–0.92
Cloth	(h)	300	0.75–0.90
Concrete	(h)	300	0.88–0.93
Glass, window	(h)	300	0.90–0.95
Ice	(h)	273	0.95–0.98
Paints			
Black (Parsons)	(h)	300	0.98
White, acrylic	(h)	300	0.90
White, zinc oxide	(h)	300	0.92
Paper, white	(h)	300	0.92–0.97
Pyrex	(n)	300	0.82
		600	0.80
		1000	0.71
		1200	0.62
Pyroceram	(n)	300	0.85
		600	0.78
		1000	0.69
		1500	0.57
Refractories (furnace liners)			
Alumina brick	(n)	800	0.40
		1000	0.33
		1400	0.28
		1600	0.33
Magnesia brick	(n)	800	0.45
		1000	0.36
		1400	0.31
		1600	0.40
Kaolin insulating brick	(n)	800	0.70
		1200	0.57
		1400	0.47
		1600	0.53
Sand	(h)	300	0.90
Silicon carbide	(n)	600	0.87
		1000	0.87
		1500	0.85
Skin	(h)	300	0.95
Snow	(h)	273	0.82–0.90

TABLE A.11 *Continued*

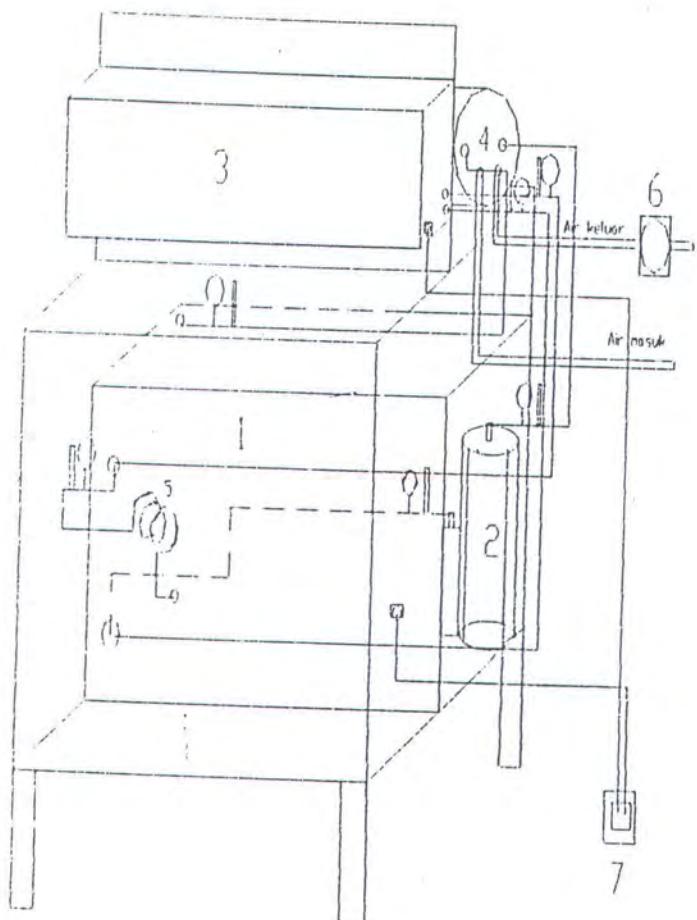
<i>Nonmetallic Substances^b</i>		Temperature (K)	Emissivity ϵ
Description/Composition			
Soil	(<i>h</i>)	300	0.93–0.96
Rocks	(<i>h</i>)	300	0.88–0.95
Teflon	(<i>h</i>)	300	0.85
		400	0.87
		500	0.92
Vegetation	(<i>h</i>)	300	0.92–0.96
Water	(<i>h</i>)	300	0.96

^aAdapted from Reference 1.^bAdapted from References 1, 9, 24, and 25.TABLE A.12 Solar Radiative Properties for Selected Materials^a

Description/Composition	α_s	ϵ^b	α_s/ϵ	τ_s
Aluminum				
Polished	0.09	0.03	3.0	
Anodized	0.14	0.84	0.17	
Quartz overcoated	0.11	0.37	0.30	
Foil	0.15	0.05	3.0	
Brick, red (Purdue)	0.63	0.93	0.68	
Concrete	0.60	0.88	0.68	
Galvanized sheet metal				
Clean, new	0.65	0.13	5.0	
Oxidized, weathered	0.80	0.28	2.9	
Glass, 3.2-mm thickness				
Float or tempered				0.79
Low iron oxide type				0.88
Metal, plated				
Black sulfide	0.92	0.10	9.2	
Black cobalt oxide	0.93	0.30	3.1	
Black nickel oxide	0.92	0.08	11	
Black chrome	0.87	0.09	9.7	
Mylar, 0.13-mm thickness				0.87
Paints				
Black (Parsons)	0.98	0.98	1.0	
White, acrylic	0.26	0.90	0.29	
White, zinc oxide	0.16	0.93	0.17	
Plexiglas, 3.2-mm thickness				0.90
Snow				
Fine particles, fresh	0.13	0.82	0.16	
Ice granules	0.33	0.89	0.37	
Tedlar, 0.10-mm thickness				0.92
Teflon, 0.13-mm thickness				0.92

^aAdapted with permission from Reference 25.^bThe emissivity values in this table correspond to a surface temperature of approximately 300 K.

Lampiran B.1 (*Gambar Instalasi AC Split 1 Hp – TA 2000*)



Lampiran B.2 (Data Hasil Pengujian Mesin Pendingin AC Split 1 Hp – TA 2000)

Percobaan hari ke-1

Data Menit ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	6	30	4	27	7	31	198	40	197	39	194	29
20	10	18	9	20	11	23	201	50	207	47	197	31
30	14	10	14	12	15	16	204	60	204	66	200	33
40	19	-2	14	4	19	10	207	70	207	68	203	36
50	26	-6	24	-3	23	2	211	80	210	75	206	39
60	26	-6	24	-3	23	2	211	80	210	75	206	39

Percobaan hari ke-2

Data Menit Ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	7	31	4	28	8	32	199	41	198	40	195	30
20	11	18	8	21	12	24	202	51	202	48	198	32
30	15	9	14	13	16	17	205	60	205	56	201	34
40	20	-7	19	5	20	17	206	71	208	67	204	37
50	27	-5	25	-2	24	3	211	81	211	76	207	40
60	27	-5	25	-2	24	3	212	81	211	76	207	40

Percobaan hari ke-3

Data Menit ke -	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	6	29	3	26	6	30	197	39	196	36	193	28
20	10	17	8	19	10	22	200	49	200	46	196	30
30	15	8	13	11	14	15	203	59	203	56	199	32
40	19	-1	18	3	18	9	206	69	206	65	202	35
50	25	-7	23	-4	22	1	210	79	209	74	205	38
60	25	-7	23	-4	22	1	210	79	209	74	205	38

Lampiran B.2 (Lanjutan)

Percobaan hari ke-4

Data Menit ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P_4	T_4	P_1	T_1	P_1'	T_1'	P_2	T_2	P_2'	T_2'	P_3	T_3
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	8	32	5	28	9	356	200	42	199	41	195	31
20	11	18	8	22	13	25	203	52	203	49	198	33
30	16	9	14	13	17	18	206	61	206	57	202	35
40	21	-1	20	5	21	12	208	72	209	68	205	38
50	28	-4	26	-2	25	4	213	82	212	77	208	40
60	28	-4	26	-2	25	4	213	82	213	77	208	40

Percobaan hari ke-5

Data Menit ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P_4	T_4	P_1	T_1	P_1'	T_1'	P_2	T_2	P_2'	T_2'	P_3	T_3
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	8	32	5	28	9	33	200	42	199	41	195	31
20	11	16	9	22	13	25	203	52	203	49	198	33
30	16	9	14	13	17	18	206	61	206	57	202	35
40	21	-1	20	5	21	12	208	72	209	68	205	38
50	28	-4	26	-2	25	4	213	82	212	77	208	40
60	28	-4	26	-2	25	4	213	82	212	77	208	40

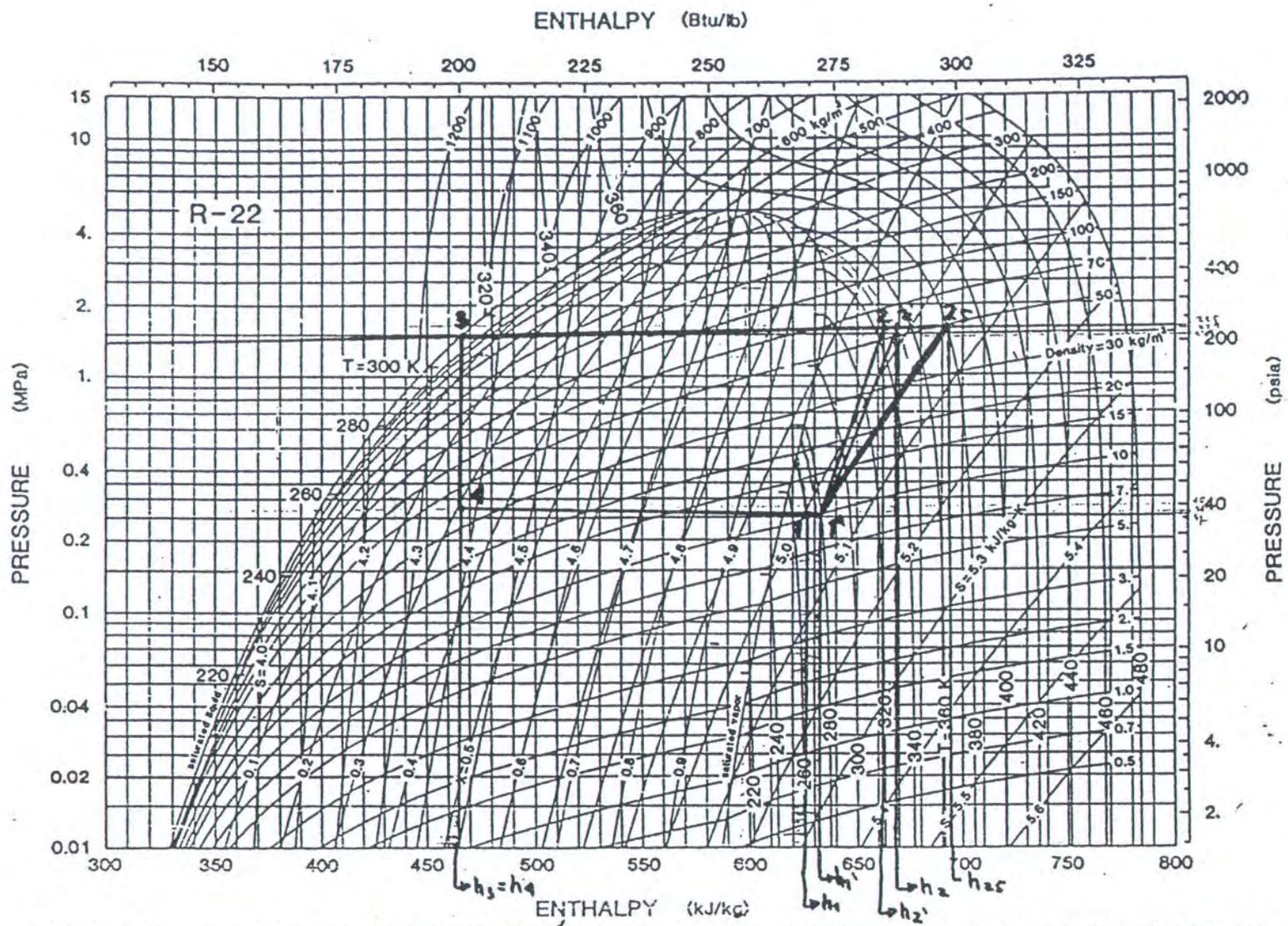


FIGURE A.7 Pressure-enthalpy diagram for Refrigerant 22 (SI units). (Reprinted with permission from the 1981 Fundamentals ASHRAE Handbook & Directory)

Lampiran B.4 (Data hasil pengujian khusus kondensor – TA 2000)

Percobaan ke	KONDENSOR			
	Masuk		Keluar	
	P _{2'} Psi	T _{2'} °C	P ₃ Psi	T ₃ °C
1	317	70	290	47
2	317	71	290	47
3	318	72	290	46
4	317	70	289	48
5	318	71	289	48
Rata - Rata	318	71	290	47

Dari hasil perhitungan dapat diketahui hasil dari :

$$\begin{aligned}
 Q_c &= m (h_2' - h_3) \\
 &= 113.4 \frac{lbf}{h} \left(276 \frac{Btu}{lbf} - 210 \frac{Btu}{lbf} \right) \\
 &= 113.4 \frac{lbf}{h} \quad 66 \frac{Btu}{lbf} \\
 &= 7484.4 \frac{Btu}{h}
 \end{aligned}$$

Nilai enthalpi didapatkan dari diagram P-H

Lampiran C.1 (Data Hasil Pengujian Mesin Pendingin AC Split 1 Hp dengan pemanas air)

Percobaan hari ke-1

Data Menit ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	5	30	4	28	6	35	198	44	197	43	195	24
20	12	20	8	23	10	24	200	54	201	50	200	25
30	13	8	12	14	13	12	202	58	204	58	203	26
40	16	-6	15	-2	15	2	204	70	204	68	203	28
50	18	-8	16	-6	14	-4	208	86	206	81	205	35
60	18	-24	16	-6	14	-4	208	86	206	81	205	35
70	18	-24	16	-6	14	-4	208	86	206	81	205	35

Percobaan hari ke-2

Data Menit Ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	6	31	4	29	7	36	199	45	198	45	196	25
20	13	20	7	24	11	25	201	55	202	55	201	26
30	14	7	12	15	14	13	203	59	204	59	204	27
40	17	-8	15	-1	16	3	205	71	205	69	204	29
50	19	-10	17	-5	15	1	209	87	209	82	206	36
60	19	-23	17	-5	15	1	209	87	209	82	206	36
70	19	-23	17	-5	15	1	209	87	209	82	206	36

Percobaan hari ke-3

Data Menit ke -	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	5	29	3	27	5	34	197	43	196	42	194	23
20	11	19	7	22	9	23	199	53	200	49	200	24
30	12	7	11	13	12	10	201	57	203	57	202	25
40	15	-6	14	-3	14	1	203	69	203	67	202	27
50	17	-7	15	-7	13	-2	207	85	205	80	204	34
60	17	-25	15	-7	13	-2	207	85	205	80	204	34
70	17	-25	15	-7	13	-2	207	85	205	80	204	34

Lampiran C.1 (Lanjutan)

Percobaan hari ke-4

Data Menit ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	7	32	5	30	8	37	200	46	199	44	197	26
20	14	22	10	25	12	26	202	56	203	52	203	27
30	15	10	14	16	15	14	204	60	206	60	205	28
40	18	-4	16	-1	17	4	206	72	206	68	205	30
50	20	-6	18	-4	16	1	210	88	208	83	207	37
60	20	-22	18	-4	16	1	210	88	208	83	207	37
70	20	-22	18	-4	16	1	210	88	208	83	207	37

Percobaan hari ke-5

Data Menit ke-	EVAPORATOR				KOMPRESOR				KONDENSOR			
	Masuk		Keluar		Masuk		Keluar		Masuk		Keluar	
	P ₄	T ₄	P ₁	T ₁	P _{1'}	T _{1'}	P ₂	T ₂	P _{2'}	T _{2'}	P ₃	T ₃
	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C	Psig	°C
10	8	23	6	31	9	38	201	47	200	45	198	27
20	15	23	11	26	13	27	203	57	204	53	203	28
30	16	11	15	17	16	15	205	61	207	61	206	29
40	19	-3	17	-1	18	15	207	73	207	69	206	31
50	21	-5	19	-3	17	2	211	89	209	84	208	38
60	21	-21	19	-3	17	2	211	89	209	84	208	38
70	21	-21	19	-3	17	2	211	89	209	84	208	38

Lampiran C.2 (Diagram P-H pengeplotan data hasil pengujian)

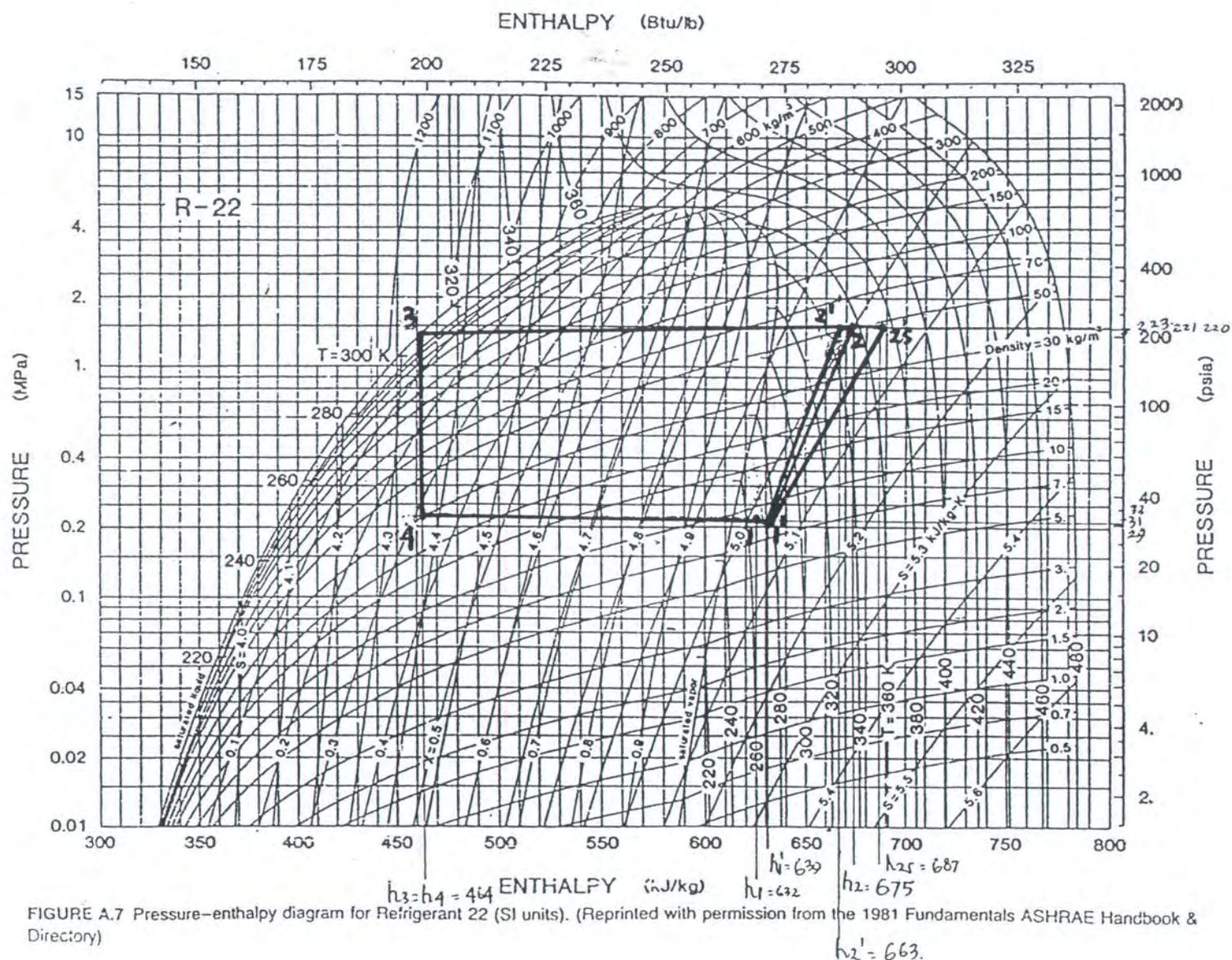


FIGURE A.7 Pressure-enthalpy diagram for Refrigerant 22 (SI units). (Reprinted with permission from the 1981 Fundamentals ASHRAE Handbook & Directory)

Lampiran D.1 (Moody Diagram)

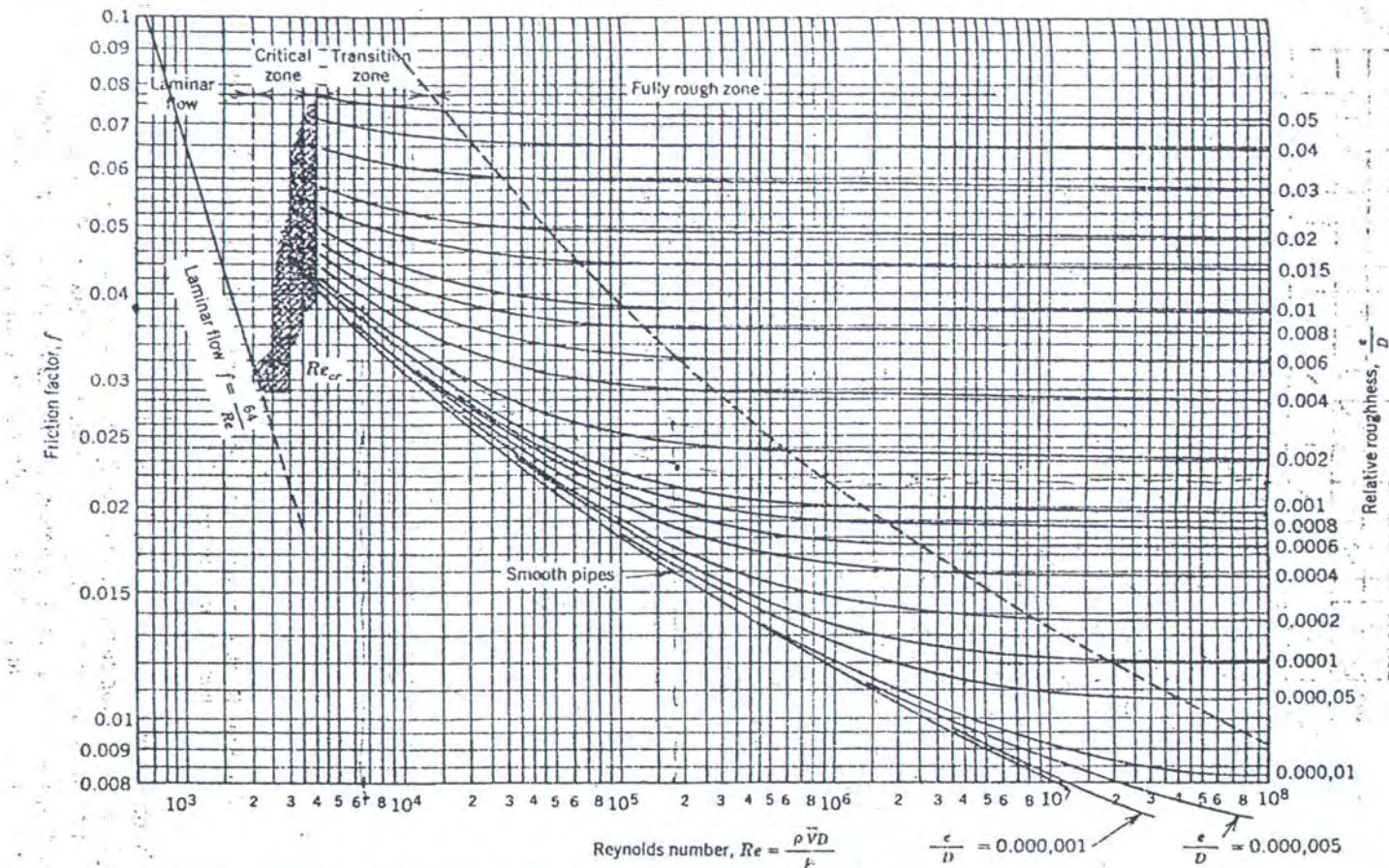


Fig. 8.14 Friction factor for fully developed flow in circular pipes. (Data from [6], used by permission.)

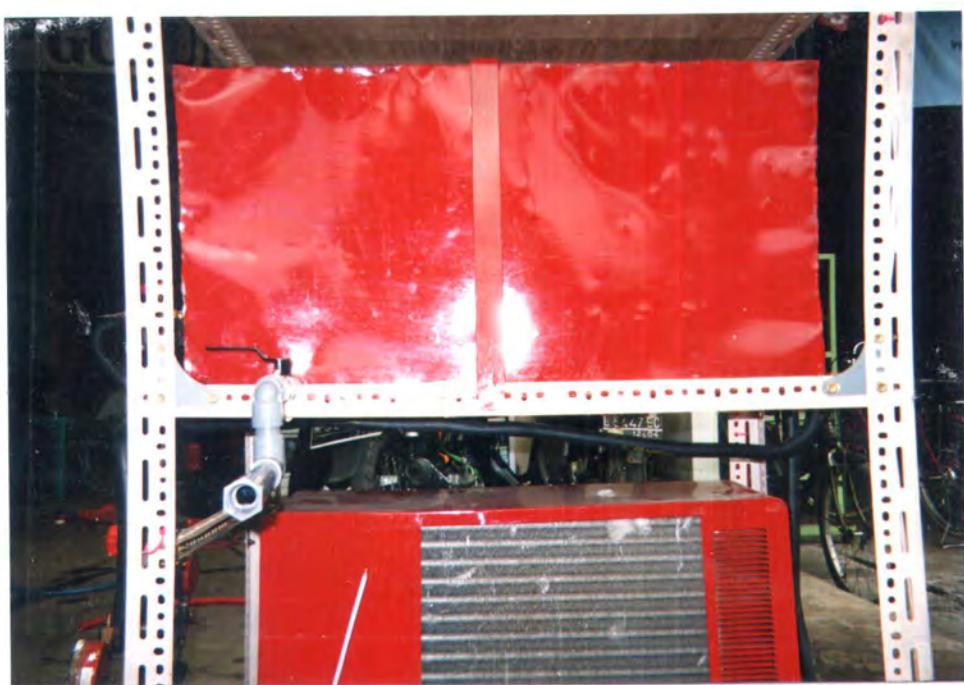
Lampiran E.1 (*Gambar Instalasi Alat Uji*)



Lampiran E.1 (Lanjutan)



Lampiran E.1 (Lanjutan)



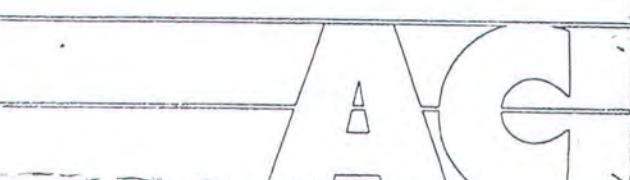
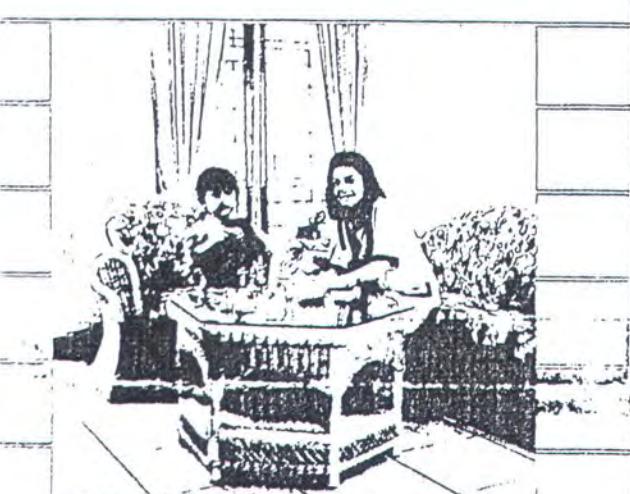
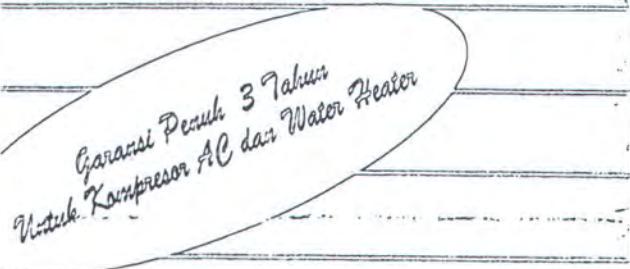
Lampiran E.1 (*Lanjutan*)



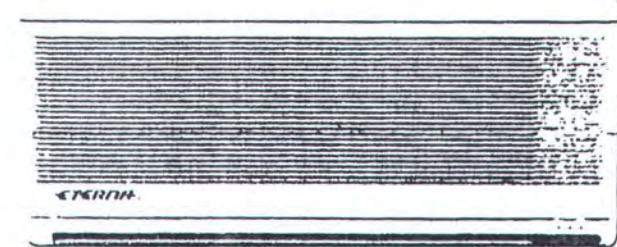
Gambar Eterna Aircon Water Heater

ETERNIA

AIRCON WATER HEATER



SEKALIGUS
WATER HEATER

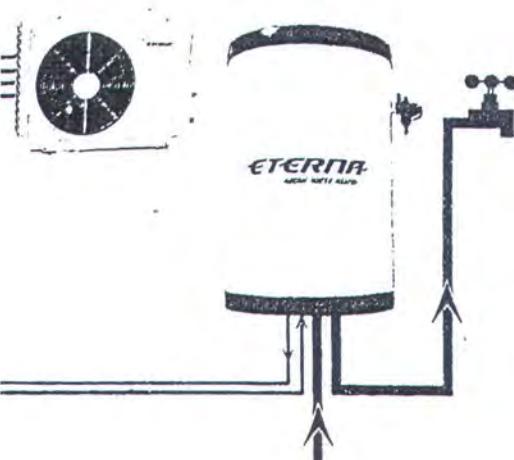


KONSEP BARU
**TWO
IN
ONE**



ETERNIA
AIRCON WATER HEATER

SATU ALAT DUA GUNA



SPECIFIKASI TEKNIK

	Model	AH-1002E	AH-1210S
(AC)	Kap. pendingin BTU/jam	9000	12.000
	K cal / jam	2000	2.650
Efisiensi %	91	90	
Volume Ruangan m ³	16	24	
(WH)	Temperatur air max. °C	65	65
(AC)	Konsumsi listrik watt	750	900
	Arau kerja Ampere	3,5	4,1
Fasa	Fasa	1	1
Voltase	Volt	220	220
Frekuenasi	Hz	50	50
UNIT (AC)	Dimensi P/cm	81	81
	L/cm	16	16
	T/cm	36	36
Berat Berat	kg	9,5	9,5
UNIT (AC)	Dimensi P/cm	69,7	75,0
	L/cm	19,7	23,8
	T/cm	53,0	53,0
Berat Berat	kg	24	30
UNIT (WH)	Dimensi P/cm	44,1	42,1
	T/cm	74,2	92,2
Berat Kosong	kg	75	100
Berat	kg	25	35
PIPE	Freon (liquid) mm(inch)	6,35(1/4")	6,35(1/4")
PIPE	Freon (gas) mm(inch)	9,52(3/8")	9,52(3/8")
	Bentuk sambungan FLARE	FLARE	FLARE
	Buangan (diameter) mm	16	16

KONSEP BARU

ETERNA Aircon Water Heater adalah konsep produk baru yang dirancang berdasarkan prinsip efisiensi. Selain sangat hemat energi, juga memberi manfaat bagi Anda. ETERNA Aircon Water Heater berfungsi sebagai penyejuk ruangan (AC) sekaligus pemanas air (Water Heater).

SANGAT HEMAT ENERGI

Dalam operasinya, ETERNA Aircon Water Heater hanya menggunakan energi listrik untuk unit AC, tanpa memerlukan energi tambahan untuk unit pemanas air, yang memanfaatkan energi terbuang dari unit AC.

Dengan energi listrik 620 watt ETERNA Aircon Water Heater dapat menghasilkan pendingin udara setara AC 1PK Plus air panas 75 liter. Luar biasa hemat energi dibanding AC merk lain.

AMAN DAN BEBAS PERAWATAN

Karena proses pemanasan air sama sekali tidak menggunakan listrik atau gas, maka unit pemanas ini dijamin sangat aman. Disamping itu, unit ini dirancang bebas perawatan (Maintenance Free), sehingga Anda tak perlu repot merawat atau memperbaikinya.

MODERN DAN PRAKTIS

Unit AC mampu memberikan kesejukan ruangan secara optimal dan pengendaliannya dapat dilakukan dari jarak jauh dengan Remote Control. Sistem sirkulasi udara dirancang secara otomatis dengan komputer. Dilengkapi pengatur kelembaban udara yang dapat bekerja sendiri saat derajat kelembaban terlalu tinggi, misalnya di waktu hujan, serta dilengkapi timer pengatur pengeringan udara.

MEMBANTU PELESTARIAN LINGKUNGAN

Dengan mengkonservasikan energi panas yang terbuang dari unit AC untuk pemanasan air, maka ETERNA Aircon Water Heater menunjang pelestarian lingkungan hidup kita.

COCOK UNTUK BERBAGAI KEPERLUAN

ETERNA Aircon Water Heater sangat cocok digunakan untuk menunjang keperluan rumah tangga, hotel/motel, salon, restoran, klinik dan sebagainya. Dengan pemasangan instalasi terpadu, ETERNA Aircon Water Heater dapat dimanfaatkan secara tepat guna dan ekonomis.



CV. ADIDHARMA TEKNIK

Authorized Distributor Jatim & Indonesia Bagian Timur

Jl. Wonoagung 7 Surabaya 60242
(031) 5621190 Fax. (031) 5684358
6684358