

# GALERIA MALL AIR CONDITIONING

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan  
mencapai derajat sarjana S – 1

Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh :

**THOMAS PRANOWO**

NIM 99 5214 093



Kepada

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN JURUSAN TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS SANATA DHARMA**

**YOGYAKARTA**

**2004**

**TUGAS AKHIR  
GALERIA MALL AIR CONDITIONING**

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

Nama : Tomas Pranowo

NIM : 99 5214 093

Telah dipertahankan didepan Dewan penguji

Pada tanggal 27 Juli 2004

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama

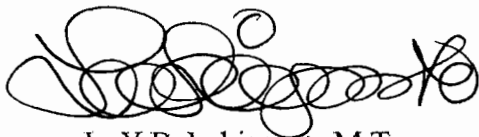


Ir. Gregorius Harjanto


Anggota Dewan Penguji



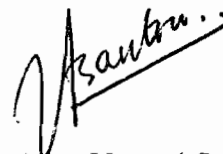
Ir. F.A. Rusdi Sambada, M.T



Ir. Y.B. Lukiyanto, M.T



Ir. P.K. Purwadi, M.T.

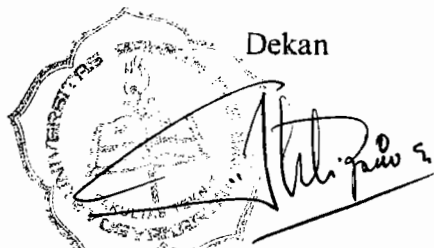


Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan  
untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, 23 Juli 2004  
Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg. Feliarko, S.j., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc.

## **PERNYATAAN KEASLIAN KARYA**

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa Tugas Akhir yang saya tulis ini tidak memuat karya atau bagian karya orang lain, kecuali yang telah disebutkan dalam kutipan dan daftar pustaka, sebagaimana layaknya karya ilmiah.

Yogyakarta, 27 Juli 2004

Thomas Pranowo

## HALAMAN PERSEMBAHAN

Tugas akhir ini kupersembahkan untuk :  
Bangsaku Indonesia, Bapaku serta ibuku tercinta, Ungkapan rasa  
Hormat, bakti, dan kasih  
Terima kasih atas dukungan moral, doa dan financial  
Adik- adiku dirumah, kepada semua teman-temanku  
dan Almameterku tercinta yang telah  
memberikan dorongan serta Dukungan kepadaku sehingga aku dapat menyelesaikan  
Tugas Akhir Ini tepat pada waktunya

Penulis

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kepada Allah Bapa di Surga dan Putera-Nya Yesus Kristus atas segala berkat, rahmat, kasih dan karunia-Nya yang telah dicurahkan kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul *Galeria Mall Air Conditioning*, Skripsi ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (S.T) pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.

Penyusunan skripsi ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak, baik berupa materi, moral, maupun spiritual. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir.Gregorius Heliarko, SJ, S.S., B.S.T., M.A., M.Sc., Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Bapak Ir Gregorius Harjanto. selaku dosen pembimbing utama Terima kasih atas bantuan, saran, waktu dan perhatiannya.
3. Bapak Ir. F.A. Rusdi sambada, M.T. selaku dosen pembimbing kedua. Terima kasih atas saran, ide, waktu, dan kesabarannya.
4. Bapak Ir Y.B. Lukiyanto, M.T, Bapak Ir P.K Purwadi, M.T.selaku dosen penguji, terima kasih atas kesediaan menguji dan saran-saran yang diberikan.
5. Bapak-Ibu dosen Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma yang telah memberikan ilmu dan pengalaman yang sangat berguna bagi penulis.

7. Kepada orang tuaku. Bapak A. Prasetyo dan Ibu Irmina surti Irianti, yang telah memberikan dukungan dan bantuan finansial bagi saya sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir saya
8. Mbah Kakung dan Mbah Putri, Adik-adikku dirumah (Indah, Asri, Resti) dan Sepupu-sepupuku dirumah, Pakde + Bude, Paklek + Bulek dirumah Terima kasih atas dukungan Moral dan Doa yang telah di berikan.
9. Teman teman Kos (Sigit, Margot, Yanto Feri, bayu, wawan, andri, miki, mas Totok, Abu, Catur, Dodot, Nandar, Dedi) Teman teman angkatan 99 Hari, Robert, Danglong(Agus), Oscar, teman teman bandku (Aris, Rina, Lilik).  
Terima kasih atas dukungannya.

Terima kasih juga penulis sampaikan kepada semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis

## ABSTRACT

Comfort air conditioning is the treatment process to arrange the temperature, dampness, hygiene, and distribution at the time at time utilities to reach the balmy condition required by dweller residing in dept. in this final assignment designed by an air condition for department store in Yogyakarta.

Work steps of system of refreshing of air of compressions system is refrigerant in compressor to be compressed to both up the pressure and temperature, than refrigerant liquid empty into liquefied, in condenser refrijeran discharge the heat, happened by the phase change refrigerant (vapor – liquid) or processing condensation. Furthermore refrigerant flow to evaporator. In evaporator occur heat absorption and change phases of refrigerant or distillation process, so further cycle the refrigerant work.

Something to being attention to designing machine of air condition is cooling load in the room. Cooling load result by hot transfer from building, solar radiation, infiltration and air leakage in to room, hot of illuminator, hot of occupant, hot water, appliance of electric and object resulting from temperature go up. Gallery mall cooling load Calculation refers on maximum load is 950 TR

## INTISARI

Definisi pengkondisian udara nyaman (*Comfort Air Conditioning*) adalah proses perlakuan terhadap udara untuk mengatur suhu, kelembaban, kebersihan dan pendistribusiannya secara serentak guna mencapai kondisi yang nyaman yang dibutuhkan oleh penghuni yang berada didalamnya. Dalam tugas akhir ini dirancang pengkondisian untuk tempat perbelanjaan yang berada di Yogyakarta.

Langkah kerja sistem penyejukan udara sistem kompresi uap adalah kompresor dikompresikan untuk menaikkan tekanan dan temperatur, kemudian refrijeran cair mengalir ke kondensor, didalam kondensor refrijeran melepaskan kalor, terjadi perubahan fase refrijeran (Cair – Uap) atau proses pengembunan. Selanjutnya dialirkan melalui katup ekspansi yang berfungsi menurunkan tekanan refrijeran dan mengatur jumlah aliran menuju evaporator. Didalam evaporator terjadi penyerapan kalor, sehingga perubahan fase refrijeran (Cair – Uap) atau proses penguapan, begitu seterusnya daur refrijerasi bekerja.

Hal yang perlu diperhatikan dalam merancang mesin pengkondisian udara adalah besarnya beban pendinginan yang terjadi dalam ruangan. Beban pendinginan meliputi perpindahan panas bangunan penyinaran matahari, perembesan dan kebocoran udara kedalam ruangan, panas lampu penerangan, panas penghuni ruangan, panas dari motor listrik, proses kimia, gas uap, air panas, alat-alat listrik dan benda yang mengakibatkan temperaturnya naik. Perhitungan beban pendingin di Galeria mall Yogyakarta berdasarkan pada beban maksimum yaitu sebesar 950 TR.



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN	ii
PERNYATAAN KEASLIAN KARYA	iii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
ABSTRACT	vii
INTISARI	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR	xiv

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang .....	1
1.2 Pendinginan pada galeria mall.....	1

### BAB II MESIN REFRIGERASI

2.1 Prinsip dasar sirkulasi refrigerasi.....	2
2.2 Prinsip kerja aliran refrigerasi.....	4
2.3 Mesin refrigerasi.....	7
2.3.1 Kompresor.....	8
2.3.2 kondenser dan evaporator.....	13
2.3.2.1. Evaporator.....	14
2.3.3 Kondenser.....	20



2.3.4 Katub ekspansi.....	24
2.3.5 Komponen pendukung sitem penyegaran udara.....	28
2.3.5.1 Blower ( <i>evaporator fan</i> ).....	28
2.3.5.2 Rangkaian pipa dan aksesorisnya.....	28
2.3.6 Tinjauan sifat refrijeran.....	29

### **BAB III PERHITUNAN BEBAN PENDINGINAN**

3.1 Suhu efektif ruangan .....	36
3.2. Sumber sumber panas.....	36
3.3. Perpindahan panas melalui bangunan.....	37
3.3.1. Kondisi Umum bangunan Galeria Mall.....	39
3.3.2. Perhitungan beban pendinginan pada lantai 4.....	40
3.3.3. Perpindahan panas melalui bangunan.....	41
3.3.4. Perpindahan panas melalui kaca.....	45
3.3.5. Beban pendinginan melalui lampu penerangan.....	46
3.3.6. Beban pendinginan akibat penghuni ruangan.....	46
3.3.7. Panas akibat peralatan listrik.....	47
3.3.8. Perembesan.....	48
3.3.9. Panas akibat pergantian udara/ventilasi.....	49
3.3.10. Perpindahan panas karena sumber lain.....	50
3.4. Beban pendinginan Total.....	50
3.5. Titik embun penyegaran udara.....	55

## BAB IV PERHITUNGAN KOMPONEN UTAMA

4.1 Perancangan kompresor.....	60
4.1.1 Diagram Mollier.....	60
4.1.2. Pemilihan kompresor.....	65
4.1.3. Perancangan kompresor.....	66
4.1.3.1. Silinder dan piston.....	68
4.1.3.2 . Cincin torak.....	74
4.1.3.3. Pena torak.....	75
4.3.1.4. Batang penguat.....	76
4.3.1.5. Poros engkol.....	77
4.1.3.6. Katub.....	78
4.1.3.7 Motor penggerak kompresor.....	79
4.2 Pemilihan dan perancangan kondenser.....	81
4.2.1. Pemilihan kondeser .....	81
4.2.2 Perancangan kondenser.....	81
4.2.3 Penurunan tekanan.....	88
4.3. Perancangan katub ekspansi.....	92
4.4. Perancangan evaporator.....	95
4.5. Perancangan sirip ( <i>fin</i> ).....	101
4.6. Penurunan tekanan.....	106

## **BAB V PEHITUNGAN KOMPONEN PENDUKUNG**

5.1 Menara pendingin ( <i>Coling tower</i> ).....	108
5.2 Pompa kondenser.....	110
5.3 Perancangan Blower.....	116
5.4 Perancangan saluran udara ( <i>Ducting</i> ).....	118

## **BAB VI KESIMPULAN DAN PENUTUP**

6.1 Hasil perhitungan beban pendingin.....	121
6.2 Hasil perancangan komponen pendukung.....	121
6.2.1 Kompresor.....	121
6.2.2. Kondenser.....	123
6.2.3 Katup ekspansi.....	124
6.2.4. Evaporator.....	124
6.3 Hasil perhitungan komponen pendukung.....	125
6.3.1 Hasil perhitungan menara pendingin.....	125
6.3.2 Hasil perancangan pompa.....	126
6.3.3 Hasil perhitungan blower.....	126
6.3.4 Hasil perancangan saluran udara.....	127
6.4 Penutup.....	128

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **LAMPIRAN**

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Jenis dan karakteristik refrijeran .....
Tabel 2.2	Jenis hidrokarbon .....
Tabel 3.1	Luas bangunan .....
Tabel 3.2	Harga konduktifitas panas bahan .....
Tabel 3.3	Koeffisien perpindahan panas bangunan bagian belakang .....
Tabel 3.4	Koeffisien perpindahan panas bangunan dinding kaca .....
Tabel 3.5	Koeffisien perpindahan panas bangunan bagian lantai .....
Tabel 3.6	Koeffisien perpindahan panas bangunan bagian atap .....
Tabel 3.7	Koeffisien perpindahan panas bangunan bagian atap kubah .....
Tabel 3.8	Koeffisien perpindahan panas bangunan bagian atap asbes .....
Tabel 3.9	Beban pendinginan total .....
Tabel 3.10	Perhitungan beban pendinginan lantai 1 .....
Tabel 3.11	Perhitungan beban pendinginan lantai 2 .....
Tabel 3.12	Perhitungan beban pendinginan lantai 3 .....
Tabel 4.1	Temperatur penguapan dan temperature pengembunan .....
Tabel 5.1	Penyederhanaan ukuran saluran udara .....
Tabel 5.2	Panjang dan panjang ekuivalen saluran udara .....
Tabel 6.1	Cara perbaikan karena masalah yang timbul .....

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus sederhana mesin refrijerasi.....
Gambar 2.2	Diagram tekanan dan enthalpy.....
Gambar 2.3	Sistem pengkondisian udara di
Gambar 2.4	Penyegaran udara paket.....
Gambar 2.5	Kompresor torak.....
Gambar2.6	Langkah kerja kompresor rotary. ....
Gambar 2.7	Penampang irisan kompresor hermatik.....
Gambar 2.8	Unit kompresor sentrifugal.....
Gambar 2.9	Kompresor gabungan dua tingkat.....
Gambar 2.10	Shell and tube water cooled condenser. ....
Gambar 2.11	Evaporator jenis plate.....
Gambar 2.12	Koil untuk system AC besar.....
Gambar 2.13	Shell and coil cooler.....
Gambar 2.14	Expantion valve.....
Gambar 3.1	Konstruksi bangunan .....
Gambar 3.2	Diagram psikrometri.....
Gambar 4.1	Diagram Moller dari refrijeran 22.....
Gambar 4.2	Penampang condenser pipa dan tabung.....
Gambar 4.3	Macam baffle.....
Gambar 4.4	Penurunan tekanan fluida dalam tabung condenser. ....
Gambar 4.5	Internal dan external equalizer valve construction. ....

- Gambar 4.6 Penampang katub ekspansi thermostatis.....
- Gambar 4.7 Penampang pipa evaporator.....
- Gambar 4.8 Daur kompresi uap nyata untuk refrijeran 22.....
- Gambar 5.1 Penampang menara pendingin model LBC 225.....
- Gambar 5.2 Transmisi fan setrifugal.....
- Gambar 6.1 Pembersihan condenser dengan kimia secara mekanis.....

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar belakang**

Pengkondisian udara adalah suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembapan yang sesuai dengan yang dipersyaratkan terhadap kondisi udara dari suatu ruangan tertentu. Teori perpindahan kalor dan termodinamika merupakan penerapan dasar dari mesin refrigerasi dan pengkondisian udara. Hal ini yang menyangkut perpindahan kalor adalah konduksi, konveksi, radiasi, sedangkan yang menyangkut termodinamika dalam hal ini adalah suhu, tekanan, rapat massa, kalor spesifik, entalpi dan entropy. Proses pendinginan dapat diterapkan dalam berbagai hal misalnya untuk mengawetkan bahan makanan, pengawetan tumbuhan, ruangan kantor, pembuatan es balok dan lain.

#### **1.2 Pendinginan pada Galleria mall**

Galleria mall merupakan suatu tempat perbelanjaan, yang menjual berbagai macam kebutuhan. Galleria mall terletak di kota Yogyakarta yang mempunyai suhu antara  $28^{\circ} - 35^{\circ}$  C. Galleria mall terdapat 4 lantai dan satu basement. Pada basement digunakan sebagai tempat parkir, lantai 1 digunakan sebagai restoran menjual bahan makanan pokok, lantai 2 digunakan tempat pameran, lantai 3 dan 4 digunakan sebagai tempat untuk menjual pakaian sedangkan lantai paling atas digunakan sebagai arena bermain (*timezone*). Untuk



### Galleria Mall Air Conditioning

---

kenyamanan konsumen maka diperlukan sistem untuk mengatur suhu yang sehat dan nyaman. System pendingin yang digunakan adalah sitem pendingin berpendingin air yang dari menara pendingin. Sistem pendinginan direncanakan dalam beberapa paket yang terletak pada setiap lantai.

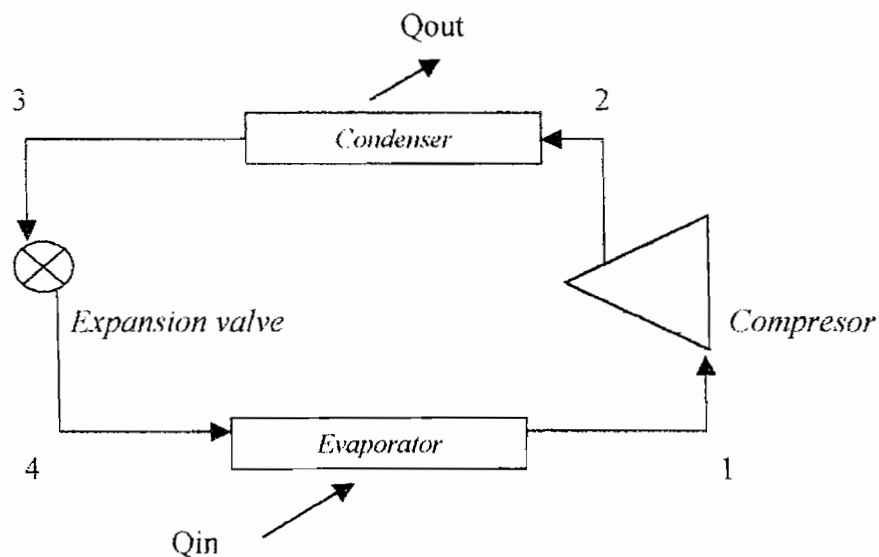
## BAB II

### MESIN REFRIGERASI

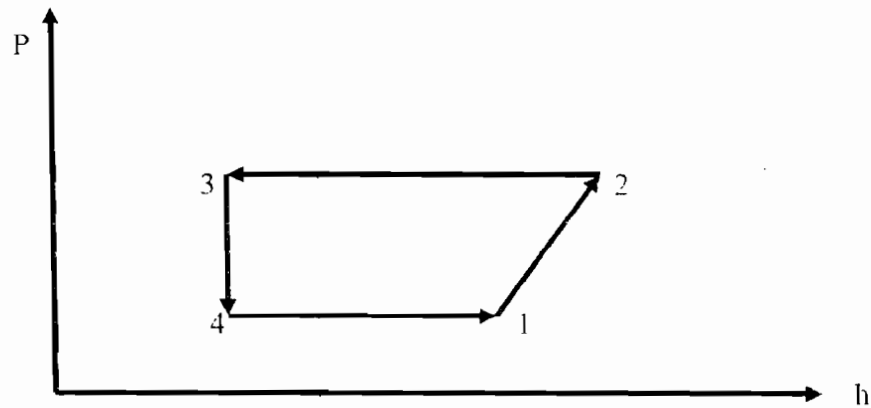
#### 2.1 Prinsip dasar sirkulasi refrigerasi

Siklus refrigerasi yang paling banyak digunakan adalah siklus refrigerasi kompresi uap dan siklus refrigerasi absorpsi. Pada siklus refrigerasi kompresi uap, tekanan dihasilkan dari tenaga kompresor. Siklus refrigerasi pada system kompresi uap tersebut bekerja pada fase cair dan fase uap. Refrigeran diuapkan kemudian diembunkan dan dikompresikan pada fase uap sehingga sistem tersebut disebut *vapor compression system*.

Siklus refrigerasi karnot merupakan kebalikan mesin tenaga, disini mesin menyerap panas pada saat suhu rendah dan melepas panas pada saat suhu tinggi. Siklus refrigerasi memerlukan tambahan tenaga dari kompresor untuk bekerja.



Gbr. 1.1. Diagram siklus pendingin



Gambar 1.2 Diagram Tekanan Enthalpy Siklus Pendingin

Untuk menyatakan keefektifan pesawat pendingin digunakan “Coefficient Of Performance” (COP) yaitu :

$$COP = \frac{\text{Panas Yang Diserap Evaporator}}{\text{Kerja Ekuivalen kompresor}}$$

Dari diagram P – h (lihat gambar diagram system pendingin ) di atas, maka COP dapat ditentukan sebagai berikut :

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots(1.1)$$

*Coefisient of performance* pada pesawat pendingin dibuat setinggi mungkin, hal ini untuk meringankan kerja kompresor.

## 2.2. Prinsip Kerja Aliran Refigerasi

Dalam pesawat pendingin entalphi memegang peranan penting sedangkan tekanan sangat menentukan suhu dan dengan mudah dapat diukur, oleh karena itu

diagram tekanan versus enthalpy memegang peranan penting dalam menentukan harga harga tersebut.

Pada proses bertekanan konstan (evaporatingcondensation). berlaku hubungan  $dQ = dh$ , sehingga :

$$Q_{\text{evap}} = h_1 - h_3 \dots\dots\dots \text{Btu/lb}$$

$$Q_{\text{cond}} = h_2 - h_3 \dots\dots\dots \text{Btu/lb}$$

Kompresor menghisap uap refrigeran pada proses kompresi 1 – 2 dari ruangan penampung uap. Di dalam penampung uap, tekanannya diusahakan tetap rendah, supaya refrigeran senantiasa berada dalam keadaan uap dan bertemperatur rendah. Pada waktu uap refrigeran dihisap masuk kompresor, temperaturnya masih rendah, tetapi selama proses kompresi berlangsung, temperatur naik sehingga uap refrigeran menjadi uap panas lanjut.

Pada proses pengembunan 2 – 3, uap refrigeran bertekanan dan bertekanan dan bertemperatur tinggi (Uap panas lanjut) pada akhir kompresi kemudian diembunkan didalam kondensor melalui proses pendinginan. Dengan kata lain uap refrigeran menyerahkan panasnya (Kalor laten pengembunan). Kepada media pendingin (air atau udara pendingin) didalam kondensor, sehingga mengembun menjadi cair. Jadi, karena air dan udara pendingin menyerap panas dari refrigeran, maka air dan udara yang keluar dari kondensor akan menjadi panas. Selama refrigeran mengalami perubahan fase dari fase uap ke fase cair, tekanan dan temperatur pengembunan adalah konstan. Kalor yang dikeluarkan didalam kondensor adalah jumlah kalor yang diperoleh dari udara yang mengalir melalui evaporator (kapasitas pendinginan) dan kerja (energi) yang diberikan oleh

kompresor kepada fluida kerja. Uap refrigeran menjadi cair sempurna didalam kondensor, kemudian dialirkan kedalam pipa evaporator melalui katub ekspansi.

Pada proses ekspansi 3 – 4, untuk menurunkan tekanan dari refrigeran cair (tekanan ringgi) yang dicairkan dalam kondensor. Supaya mudah menguap, maka dipergunakan alat yang dinamakan katub ekspansi. Cairan refrigeran mengalir kedalam evaporator, tekanan turun setelah melalui katub ekspansi dan menerima kalor penguapan dari udara yang dikondisikan, sehingga menguap secara berangsur-angsur.

Pada proses penguapan 4 – 1, tekanan cairan refrigeran yang diturunkan pada katub ekspansi, didistribusikan secara merata kedalam evaporator. Cairan refrigeran menguap secara berangsur angsur karena menerima kalor sebanyak kalor laten penguapan, dari udara ruangan yang dialirkan melalui permukaan luar dari pipa evaporator. Uap refrigeran kemudian dikompresikan kembali kedalam kompresor.

Selanjutnya proses siklus tersebut diatas terjadi berulang-ulang. Apabila udara melalui evaporator, maka kandungan air yang ada dalam udara akan mengembun pada permukaan evaporator, kemudian ditampung dan dialirkan keluar. Selama proses penguapan itu, didalam pipa akan terdapat campuran dalam fase cair dan gas. Dalam keadaan tersebut, tekanan dan temperatur penguapan adalah konstan.

### **2.3 Mesin Refrigerasi**

Pada umumnya pesawat pendingin ini terdiri dari empat komponen utama yaitu kompresor, kondensor, evaporator, dan katub ekspansi.

Dalam hal ini kompresor menghisap bahan pendingin (refrigeran) dalam bentuk gas atau uap dari evaporator yang bertemperatur rendah serta tekanan yang rendah pula, dimampatkan sehingga menjadi gas dengan temperatur dan tekanan yang tinggi kemudian dialirkan melalui pipa tekan.

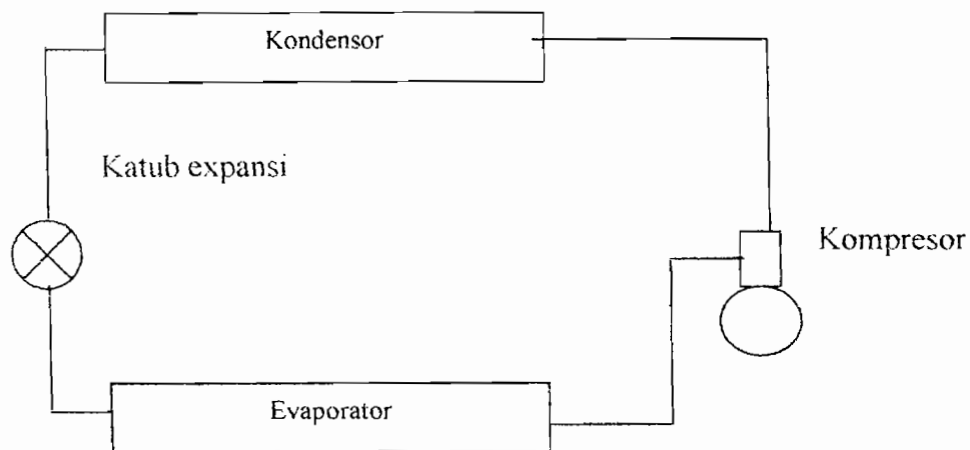
Didalam kondensor gas bertemperatur dan bertekanan tinggi mengalami konveksi dengan media pendingin yang berupa air (kondensor berpendingin air), ataupun dengan udara (kondenser berpendingin udara). Pada waktu gas tersebut mengalir didalam pipa pipa kondensor, diluar didinginkan oleh media pendingin yang ada pada kondenser, sehingga suhunya turun sampai suhu kondensasi. Setelah mencapai suhu kondensasi gas tersebut akan berubah menjazdi fasa cair, dengan tekanan yang masih cukup tinngi.

Dalam katub ekspansi tekanan refrigeran yang cukup tinggi diturunkan. Turunya tekanan refrigerean ini disebabkan karena pada waktu refrigeran mengair dalam katub ekspansi mendapatkan tahanan yang cukup besar. Refrigeran yang keluar dari katub ekspansi berwujud campuran gas dan cair dengan temperatur yang rendah dan tekanan yang rendah pula lalu mengalir melalui evaporator

Evaporator terdiri dari pipa-pipa yang besar dengan tekanan yang sangat rendah didalam evaporator dapat terjadi karena uap refrigeran dihisap oleh kompresor. Waktu refrigeran masuk kedalam evaporator akan menyerap panas dari produk sehingga refrigeran yang berwujud cair akan menguap dan

Berubah wujud dari cair menjadi uap. Uap refrigeran yang keluar dari evaporator bertemperatur dan bertekanan rendah.

Demikian seterusnya siklus pendingin ini berlangsung selama mesin refrigerasi bekerja.



**Gbr 1.4 siklus system refrigerasi**

### 1.5.1 Kompresor.

Pada mesin refrigerasi siklus uap, kompresor merupakan jantung dari mesin refrigerasi.

Kompresor mengambil panas pada temperatur yang rendah didalam evaporator dan memompaknya (mengkompresi) ketingkat yang lebih tinggi di dalam kompresor.

Fungsi kompresor pada system pendingin uap ada dua macam yaitu;

- a. Mengalirkan uap refrigeran yang mengandung sejumlah uap panas dari evaporator.

- b. Untuk menaikkan temperatur uap refrigeran, temperatur tersebut lebih tinggi dari pada temperatur medium pendinginya.

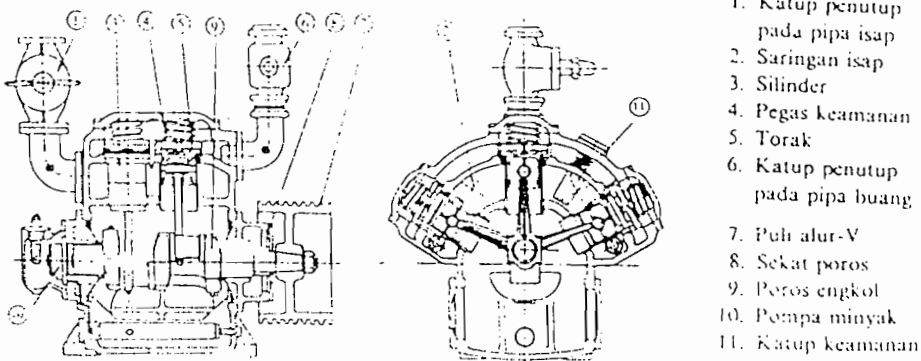
Karena dengan adanya perbedaan berbagai sifat refrigeran, maka untuk refrigeran tertentu juga memerlukan kompresor dengan sifat tertentu yang mampu menangani volume uap refrigeran dalam jumlah besar dengan perbedaan temperatur yang kecil.

Kompresor untuk refrigeran yaitu :

- a. kompresor torak
  - b. Kompresor rotary.
  - c. Kompresor hermetic.
  - d. Kompresor sentrifugal.
  - e. Kompresor gabungan.
- a. Kompresor torak

Jenis kompresor torak digunakan untuk refrigeran yang mempunyai volume/berat rendah dengan perbedaan temperatur yang besar. Amonia, freon 12, dan *metlychlorida* adalah beberapa contoh refrigeran yang cocok dengan kompresor jenis torak. Berdasarkan diagram tekanan volume dibawah dapat dilihat cara kerja kompresor, dimana garis ordinat mewakili tekanan didalam silinder (Psia) dan garis absis mewakili volume ruangan ( $\text{ft}^3$ ).



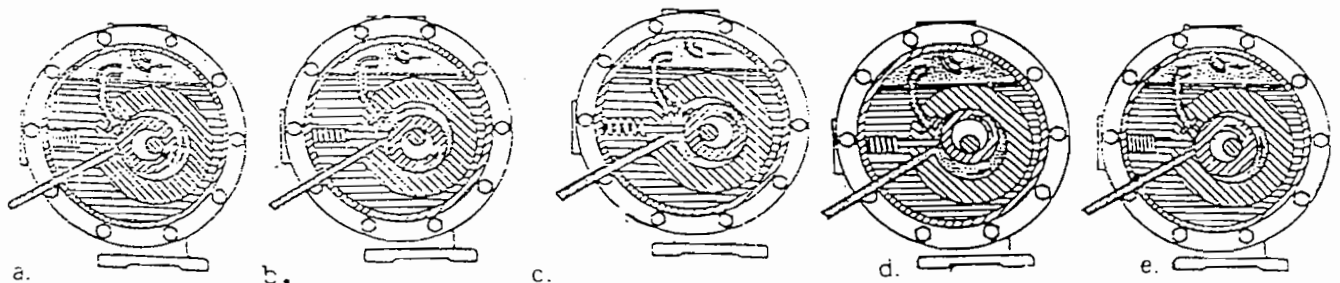


**Gambar 2.5 Kompresor torak**

Sumber : Wiranto Arismunandar, *Penyegaran Udara*, Pradnya Paramita, hal. 129.

b. kompresor rotary

salah satu jenis dari kompresor yang terdiri dari silinder tetap, roller dan batang poros. Batang poros mempunyai sumbu yang eksentris, sebagai tumpuan roller. Sebuah sudu dipasang dalam silinder yang selalu bersinggungan dengan roller. Sudu ditekan pada sisi lainnya oleh pegas. Lubang masuk dan keluar pada benda pada bagian sisi sudu sehingga roller tidak dapat bersinggungan langsung dengan dinding silinder, sebab terdapat lapisan oli tipis yang selalu menghalangi. Seperti terlihat dalam gambar potongan kompresor rotary berdasarkan urutan langkah kerja pada berbagai siklus. Jenis kompresor rotary termasuk kompresor *positive displacement*. Stabilitasnya tekanan pada kompresor jenis ini membuat mudah untuk memulai gerak. (stater awal).

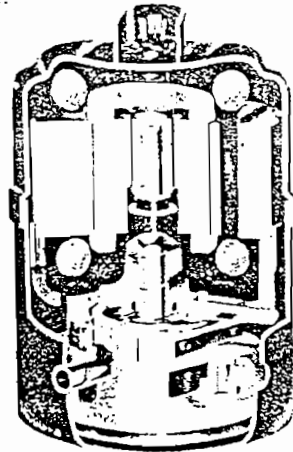


**Gambar 2.6 Langkah Kerja Kompresor Rotary**

Sumber : Ricky Gunawan, *Pengantar Teori Pendingin*, Dekdikbud, hal. 155

c. Kompresor hermetic

Kompresor hermetik adalah kompresor yang digerakan langsung oleh motor listrik. kompresor dengan motor listrik mempunyai poros yang sama dan berada dalam satu wadah tertutup. Kompresor hermetic bekerja dengan prinsip resiprocation maupun rotary. Posisi porosnya bisa vertical maupun horizontal. dengan kecepatan motor listrik sama dengan kecepatan kompresor. Pada jenis kompresor hermetic, rumah kompresor bersatu dengan rumah motor listriknya. Selain itu rumah gabungan berfungsi juga sebagai peredam suara getaran. Faktor lain yang menunjang pada hermetic adalah motor bekerja pada keadaan ideal. karena dalam wadah tertutup tidak ada debu atau kotoran yang dapat mencapainya dalam motor listrik, rumah dan minyak pelumas akan didinginkan oleh gas yang masuk dengan temperatur 50°F – 60°F. dengan demikian motor dapat bekerja bebas hambatan dan lebih panjang pemakaiannya. Kompresor dan motor penggerak berada pada gantungan pegas yang diletakan pada sisi rumahnya. Motor penggerak terletak diatas kompresor, bekerja pada posisi vertical sedangkan kompresor pada sisi horizontal.

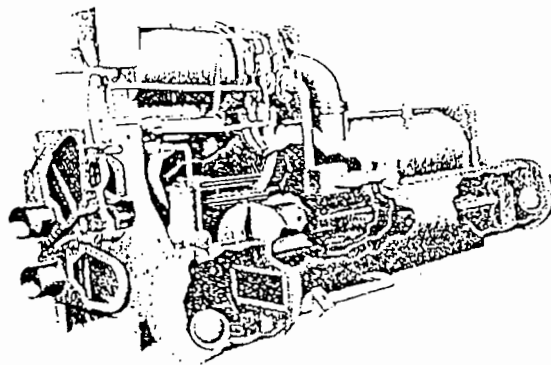


**Gambar 2.7. Penampang irisan kompresor hermetic.**

Sumber : Wiranto Arismunandar, Penyebaran Udara, Pradnya Paramita hal 133.

## d. kompresor sentrifugal

Kompresor mengoperasikan uap refrigeran dengan aksi sentrifugal. Impeller (sudu pendorong) berputar cepat menyebabkan uap terhisap masuk kedalam lubang dekat poros penggerak dan mengeluarkannya pada kecepatan yang tinggi. Agar didapat jumlah tekanan yang diperlukan maka kompresor sentrifugal harus mempunyai motor penggerak yang dapat berputar pada kecepatan tinggi. Jika perbedaan tekanan yang diperlukan demikian besar maka kompresor harus dibuat dalam beberapa tingkat, hasil yang keluar dari tingkat kesatu merupakan masukan ditingkat kedua dan seterusnya.



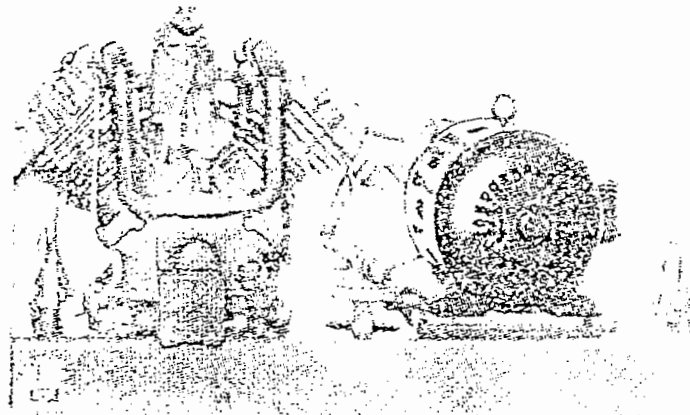
Sumber : Edward G. Pita, *Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*, hal 298.

**Gambar 2.8 Unit kompresor sentrifugal**

Kompresor sentrifugal dapat menangani jumlah volume uap refrigeran yang besar pada tingkat efisiensi tinggi. Jika perbedaan temperatur refrigeran rendah maka jumlah tingkatnya akan berkurang pula. Secara umum refrigeran yang mempunyai titik didih diatas 32°F dapat cocok dengan kompresor jenis ini.

## e. Kompresor gabungan.

Kompresor gabungan adalah kompresor yang terdiri dari dua silinder atau lebih, dengan ukuran berbeda tetapi dalam satu poros. Pada sebuah kompresor gabungan dengan dua silinder, kompresor yang lebih besar menghisap uap refrigeran dari saluran masuk dan mengeluarkannya ke dalam saluran masuk kompresor yang lebih kecil. Hasil pengeluaran kompresor yang lebih kecil atau dari silinder bertekanan tinggi dialirkan ke dalam kompresor.



Gambar 2.9. Kompresor gabungan dua tingkat.

Sumber : Ricky Gunawan, Pengantar teori pendingin, Dekdikbud, hal 150

Keuntungan memakai kompresor gabungan atau bertingkat, hanyalah perbedaan tekanan masuk dan tekanan keluar. Hal ini diperlukan pada pekerjaan yang membutuhkan temperatur rendah.

### 2.3.2 Kondensor dan Evaporator

Kondensor dan evaporator merupakan alat penukar kalor, maka keduanya mempunyai sifat-sifat tertentu.

Didalam kondensor refrigeran mengalami perubahan fase dari fase cair menjadi uap sedangkan pada evaporator refrigeran berubah dari fase gas ke cair.

Kondensor dan evaporator yang paling banyak digunakan adalah penukar kalor jenis tabung dan pipa (shell-and-tube) dan penukar kalor bersirip.

Salah satu cara penggolongan kondensor adalah dengan memperhatikan apakah refrigeran berada didalam atau diluar pipa, dan apakah fluida yang mendinginkan berupa cairan atau gas. Klasifikasi evaporator dan kondensor dapat dilihat dalam tabel berikut.

Komponen	refrigeran	Fluida
Kondensor	Di dalam pipa	Gas di dalam Cairan diluar <sup>+</sup>
	Di luar pipa	Gas di dalam Cairan di luar
Evaporator	Di dalam pipa	Gas di luar Cairan di luar
	Di luar pipa	Gas di dalam Cairan di dalam

### **2.3.2.1 Evaporator.**

Evaporator merupakan komponen mesin refrigerasi tempat berlangsungnya proses perubahan fase dari fase gas ke fase air. Evaporator memiliki suhu yang jauh lebih rendah dibandingkan dengan suhu kondensor, udara yang disirkulasikan dari lingkungan yang mempunyai temperatur lebih tinggi dilewatkan pada evaporator yang mempunyai suhu lebih rendah sehingga akan terjadi perpindahan kalor setelah itu udara akan dilepaskan ke lingkungan.

Evaporator yang baik harus memiliki dua persyaratan berikut

- efektif dalam penguapan refrigerant dengan penurunan tekanan yang sangat kecil.
- Efektif dalam penyerapan panas dari media yang didinginkan.

Bahan yang dipakai untuk evaporator tergantung pada jenis refrigerant yang digunakan biasanya digunakan bahan-bahan yang memiliki permukaan kasar, dikarenakan permukaan yang kasar lebih efisien dalam memberikan koefisien perpindahan kalor dibandingkan dengan permukaan yang halus, berlapis minyak dan sukar dibasahi.

Kecepatan aliran refrigeran dalam evaporator mempengaruhi dalam koefisien perpindahan kalornya artinya bila kecepatan aliran bertambah maka koefisien perpindahan panasnya akan menjadi lebih besar. Tetapi dengan bertambahnya kecepatan akan menambah penurunan tekanan, berarti debit aliran akan berkurang. Untuk mengatasi hal ini maka perlu dipilih ukuran diameter dan panjang pipa yang paling ekonomis untuk hal ini dapat dicari dalam tabel .....

Ada beberapa macam evaporator, sesuai dengan tujuan penggunaannya dan bentuknya pun berbeda-beda, karena media yang didinginkan dapat berupa gas, cairan atau padat. Evaporator dapat digolongkan sesuai dengan keadaan refrigerasi yang ada didalamnya yaitu :

#### **1. evaporator ekspansi kering.**

Untuk jenis ekspansi kering, cairan refrigeran yang diekspansikan melalui katub ekspansi, masuk ke evaporator sudah dalam keadaan campuran cair dan uap, sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan kering. Oleh karena

itu sebagian besar dari evaporator terisi oleh uap refrigeran. maka perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar, jika dibandingkan dengan keadaan dimana evaporator terisi oleh refrigeran cair. Akan tetapi pada evaporator jenis ekspansi kering tidak dibutuhkan refrigeran dalam jumlah yang besar. Jumlah minyak pelumas yang tertinggal dalam evaporator juga sangat sedikit sekali. Jumlah refrigeran yang masuk ke evaporator dapat diatur melalui katub ekspansi sedemikian rupa sehingga semua refrigeran yang meninggalkan evaporator sudah dalam bentuk uap jenuh dan dalam keadaan super panas (super heated)

## **2. Evaporator jenis ekspansi setengah basah**

Evaporator jenis setengah basah adalah evaporator dengan kondisi refrigeran cair yang terdapat didalam pipa penguapan. Pada evaporator jenis ini laju perpindahan panasnya lebih tinggi bila dibandingkan dengan jenis ekspansi kering tapi lebih rendah bila dibandingkan dengan jenis basah. Pada jenis ekspansi kering, refrigeran masuk dari bagian atas koil, sedangkan pada jenis ini refrigeran dimasukkan dari bagian bawah koil evaporator.

## **3. Evaporator jenis basah.**

Pada evaporator jenis basah sebagian terisi oleh cairan refrigeran. Untuk proses penguapannya hampir sama dengan proses penguapan pada ketel uap. Bila proses pemanasan akan naik maka terjadi gelembung-gelembung refrigeran, yang pecah pada permukaan cairan atau lepas dari permukaannya. Sebagian refrigeran masuk kedalam akumulator yang memisahkan uap dari cairan, karenanya hanya

uap murni yang hanya masuk pada kompresor. Refrigeran cair yang ada dalam akumulator akan masuk kembali kedalam evaporator, bersamaan refrigeran cair yang berasal dari kondensor.

Pada tabung evaporator yang terisi oleh caoran refrigeran, menyerap kalor dari fluida yang hendak didinginkan yang mengalir dalam pipa. Uap refrigeran yang terjadi dikumpulkan dibagian atas evaporator sebelum masuk ke kompresor. Tinggi permukaan cairan refrigeran yang ada didalam evaporator diatur oleh katub pelampung, yang ukurannya sedikit lebih tinggi dari setengah tinggi tabung. Sedangkan jumlah refrigera yang akan di masukan disesuaikan dengan beban pendinginan yang harus dilayaninya.

Perlengkapan evaporator secara umum terdiri atas

1. Blast – coil evaporator dan unit cooler.

Digunakan untuk mendinginkan udara atau gas dengan konveksi paksa.

Udara dialirkan melalui balst-coil dan keluar dari ruangan yang didinginkan. Sedangkan pada cooler terdiri dari coil, fan dan alat-alat pengatur yang ditempatkan pada ruang yang didinginkan.

2. Gravity-coil

Digunakan untuk komersial refrigeran yang dipasang pada uit cooler.

3. Evaporator-plate

Evaporator plate digunakan pada lemari es dan box pendigin es cream yang merupakan pengganti graffity-coil

4. liquid-chiller evaporator.

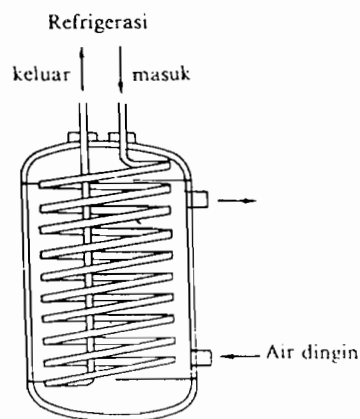


Yaitu coil evaporator yang dipasang tercelup (terendam) pada zat cair yang didinginkan (brine)

Bila dilihat dari segi konstruksinya, maka evaporator terbagi atas :

1. Evaporator tabung dan coil (coil and tube)

Pada evaporator tabung dan terdapat coil pipa tunggal atau pipa ganda didalam sebuah silinder. Refrigeran mengalir di dalam coil pipa untuk mendinginkan air. (larutan garam) yang ada di bagian luar unit coil. Evaporator tabung dan coil digunakan untuk mesin refrigerasi berkapasitas kecil, karena laju perpindahan kalornya yang rendah

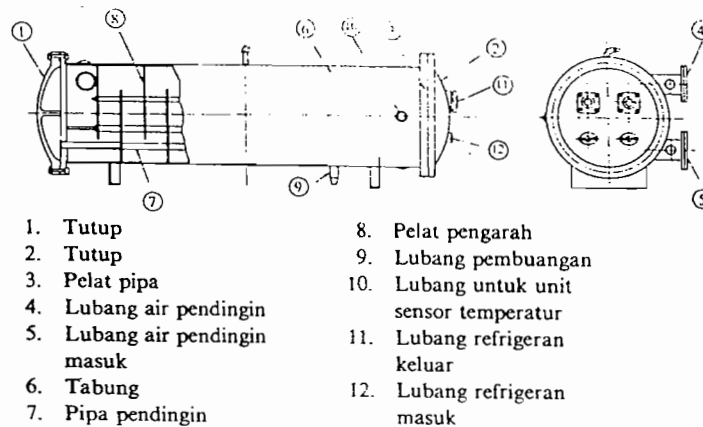


**Gambar 2.10** Evaporator tabung dan coil

2. Evaporator dan pipa jenis ekspansi kering

Pada evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering digunakan banyak pipa-pipa yang dipasang didalam tabung. Pada pipa-pipa tersebut terdapat refrigeran, sedangkan cairan yang didinginkan mengalir melalui bagian luar pipa refrigeran yaitu didalam tabung pada silinder dipasang plat sekat

yang berfungsi untuk menunjang pipa refrigeran dan mengarahkan aliran cairan yang akan didinginkan, sehingga dapat mengalir tegak lurus pada pipa dengan kecepatan yang tinggi. Dengan demikian laju perpindahan kalornya akan semakin baik karena kontak antara cairan. Pemasukan refrigeran dalam evaporator diatur oleh katub ekspansi otomatis termostatik, sehingga derajat super panas dari uap refrigeran yang keluar dari evaporator dapat dibuat konstan (steady)

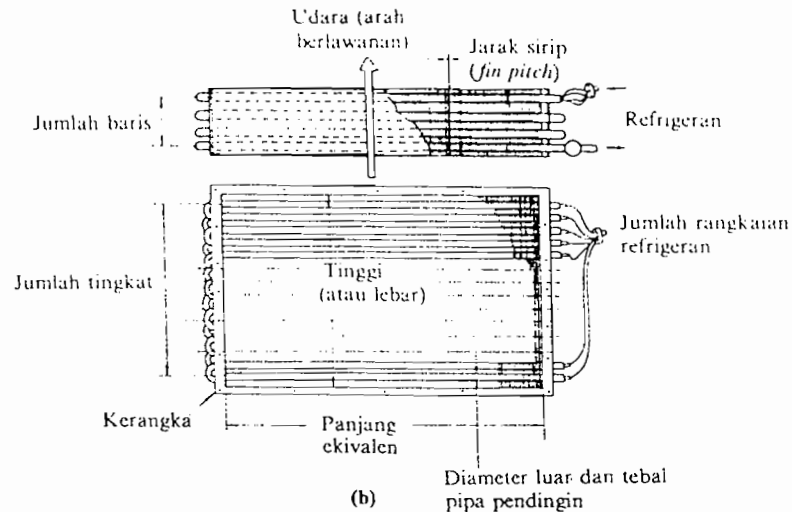


**Gambar 2.11 Tabung dan pipa jenis ekspansi kering.**

### 3. Coil dengan berpendingin udara.

Coil dengan pendingin udara biasanya digunakan pada sitem penyejar udara yang terdiri dari coil pipa bersirif pada bagian luarnya. Ada dua macam coil dengan pendingin udara yaitu jenis ekspansi langsung dan jenis ekspansi tak langsung. Pada jenis ekspansi langsung refrigeran diupkan scara langsung dalam pipa evaporator, sedangkan pada ekspansi tak langsung udara didinginkan oleh refrigeran sekunder seperti air atau

larutan garam yang mengalir melalui pipa tersebut. sirip-sirip yang dipasang pada bagian luar pipa digunakan untuk memperbesar luas bidang pindahan kalor yang berhubungan dengan udara. karena konduktifitas thermalnya kecil.



**Gambar 2.12** Evaporator koil bersirip jenis ekspansi langsung.

### 2.3.3 Kondensor.

Kondensor adalah peralatan yang digunakan untuk mendinginkan dan mengembunkan refrigeran yang berasal dari kompresor. Kondensor dirancang untuk menghasilkan refrigeran cair dengan pendingin lanjut. Pengembunan pada kompresor ini ada dua cara yaitu :

1. pengembunan titik (*drop wise condensation*)

pengembunan yang terjadi apabila refrigeran yang mengembun tidak melekat pada permukaan kondensor, tetapi berupa titik-titik cairan.

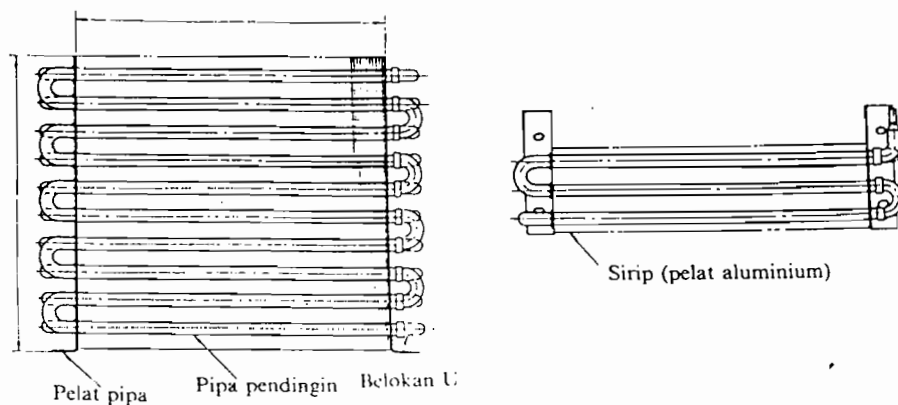
2. pengembunan film

adalah pengembunan yang terjadi karena cairan yang mengembun membentuk lapisan es tipis (film) pada permukaan kondensor.

Kondensor secara umum yang dikenal ada tiga jenis yaitu:

**a. Kondensor dengan pendingin udara.**

Penggunaan kondensor jenis ini untuk mesin refrigerasi unit kecil. Kondensor ini konstruksinya lebih sederhana dan biaya pembuatannya lebih rendah. Kondensor pendingin udara berbentuk coil-coil pipa bersirip (fin) untuk memperbesar permukaannya. Karena bentuknya seperti coil-coil pipa maka dibutuhkan kipas (*force fan*) sebagai penghembus udara. Jarak sirip dari pipa pendingin berkisar 20 – 35 mm, dengan diameter luar pipa pendingin yang biasa digunakan 15.9 mm dan tebal 0.6 – 1.2 mm.



**Gambar 2.13. Kondensor pendingin udara koil bersirip pelat.**

**b. Kondensor berpendingin air**

Kondensor jenis ini sangat ekonomis, tidak korosif dan tidak mengandung kotoran-kotoran yang dapat mengendap dalam pipa. Kapasitas kondensor

berpendingin air sangat besar yaitu 100 HP. Karena digunakan untuk kapasitas besar maka harus digunakan cooling tower. Konstruksi kondensor dengan pendingin air ada tiga macam yaitu :

❖ kondensor dengan pipa rangkap.

Terdiri dari dua pipa rangkap yang berisi refrigeran, sedangkan pipa luar berisi air pendingin. Aliran fluida pada pipa rangkap dibuat berlawanan arah (counter flow)

❖ Kondensor dengan shell tube dan coil.

Konstruksinya terdiri dari pipa yang ditempatkan dalam tabung (shell tube) baja. Air mengalir dalam pipa sedangkan refrigeran masuk dalam tabung dari atas, sehingga cairan refrigeran terkonsentrasi pada dasar tabung (*shell tube*)

Gambar..... Kondensor tabung dan coil

❖ Kondensor dengan shell tube dan pipa.

Kondensor jenis ini digunakan untuk kapasitas yang besar, dengan konstruksi dari tabung (*shell tube*) yang berisi pipa-pipa yang diberi sirip untuk memperbesar koefisien perpindahan kalor. Bila air sedikit maka suhu pengembunannya tinggi dan banyak memerlukan tenaga pada kompresor. Dan untuk aliran air yang banyak maka suhu pengembunan rendah, tenaga yang dibutuhkan kompresor menjadi kecil, akan tetapi kebutuhan air akan menjadi besar. Untuk itu dicari keadaan yang memungkinkan kompresor bekerja pada daya rendah dan kebutuhan akan air menjadi lebih sedikit (konstan)

### **c. Kondensor dengan penguapan air.**

Kondensor jenis penguapan air digunakan untuk mengatasi meningkatnya pemakaian air pendingin pada pesawat pendingin unit kecil. Mekanisme kerja dari kondensor jenis ini adalah koil-koil pipa kondensor berada pada satu ruangan, dari atas air dingin disemprotkan. Air yang jatuh ditampung pada bak dibawah koil kondensor dan dipompakan kembali keatas. Bersamaan dengan itu udara dialirkan dari bawah melewati koil refrigeran dan mendinginkan air yang disemprotkan dari atas, kemudian melalui eliminator dan dibuang keluar. Refrigeran masuk dalam koil dari atas , uap refrigeran yang mengembun ditampung dan dialirkan ke receiver yang biasanya dipasang pada bak (membuat refrigeran subcooled). Dengan metoda seperti ini air pendingin yang teruap sebanyak 3 – 5% sehingga perlu penambahan air bila berkurang karena menguap. Kebutuhan akan air tambahan biasanya diatur oleh sebuah katub yaitu float valve.

Untuk menunjang kerja dari kondensor maka diperlukan perlengkapan pendukung yaitu :

#### ❖ *Cooling tower*

Yang merupakan wadah (tempat) penyediaan air pendingin, yang selanjutnya akan dialirkan ke kondensor sebagai air isian. Cooling tower digunakan pada pesawat pendingin dengan kapasitas besar.

#### ❖ Pompa air isian (*Condensdor water pump*)

Pompa digunakan untuk memompa air ke kondensor. Namun sebelum air dialirkan ke kondensor, air tersebut melewati menara pendingin dan

bercampur dengan air isian yang telah digunakan sehingga temperatur air isian tersebut akan berubah menjadi  $\pm 29^\circ \text{C}$

#### 2.3.4 Katub ekspansi

Agar pesawat pendingin dapat bekerja dengan memuaskan, terutama pada mesin pendingin berkapasitas besa. harus dilengkapi dengan alat-alat pengatur otomatis.

Alat pengatur otomatis ini meliputi :

- pengatur aliran refrigeran cair
- "on-off" kerja motor kompresor.
- Aliran air pendingin/ udara pendingin.
- Alat-alat keamanan untuk menjaga kerusakan pesawat (arus maksimum)
- Alat-alat pengatur khusus kadang-kadang diperlukan (*thermo switch*)

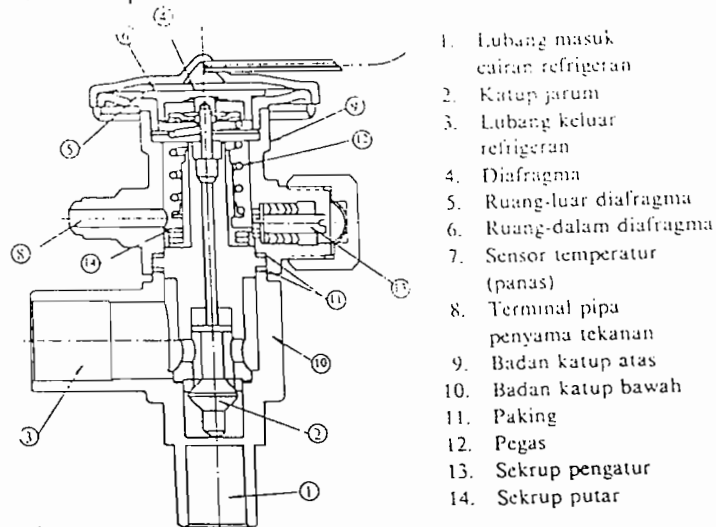
Salah satu alat yang sangat dibutuhkan dalam mesin pendingin adalah katub ekspansi. Katub harus berjalan scara otomatiskarena katub ini berfungsi untuk mengatur berapa banyak aliran refrigeran cair yang akan digunakan disamping tu juga katub ekspansi digunakan pula untuk menurunkan tekanan refrigeran sebelum masuk evaporator.

Jenis jenis katub ekspansi antara lain :

##### I. Automatic expantion valve

Expansion valve mengatur aliran refrigeran antara tekanan tinggi dengan tekanan rendah. Alat ini dapat diatur secara manual maupun secara otomatis. "hands expansion valve" sudah jarang digunakan kecuali untuk kepentingan khusus. Automatic expansion valve dipakai untuk menjaga evaporator pada tekanan tetap. Digunakan pada sry evaporator dengan direct expansion.

Salah satu contoh dapat dilihat dalamambar berikut.



1. Lubang masuk cairan refrigeran
2. Katup jarum
3. Lubang keluar refrigeran
4. Diafragma
5. Ruang-luar diafragma
6. Ruang-dalam diafragma
7. Sensor temperatur (panas)
8. Terminal pipa penyama tekanan
9. Badan katup atas
10. Badan katup bawah
11. Paking
12. Pegas
13. Sekrup pengatur
14. Sekrup putar

**Gambar 2.14. Automatic expansion valve.**

Sumber : Wiranto Arismunandar, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 167.

Cara kerja automatic expansion valve.

Refrigeran cair masuk melalui A dan saringan B. Pada orifice C refrigeran mengalami proses throttling. Kemudian keluar evaporator melalui lubang B. orifice C diatur oleh jarum D jarum D dihubungkan dengan bellows G oleh batang F. bellows G mengembang atau mengkerut sesuai dengan tekanan evaporator. Posisi jarum D juga diatur dengan tekanan pegas yang dapat diatur dengan sekrup H.





2. *Thermostatic expansion valve.*

Alat ini mengatur aliran refrigeran agar uap refrigeran keluar dari evaporator pada *superheated* yang tetap. Kontruksinya serupa dengan *automatic expansion valve*, tetapi dilengkapi dengan *power* elemen yang *responsive* terhadap perubahan *superheated* refrigeran dari evaporator.

Cara kerja *thermostatic expansion valve*

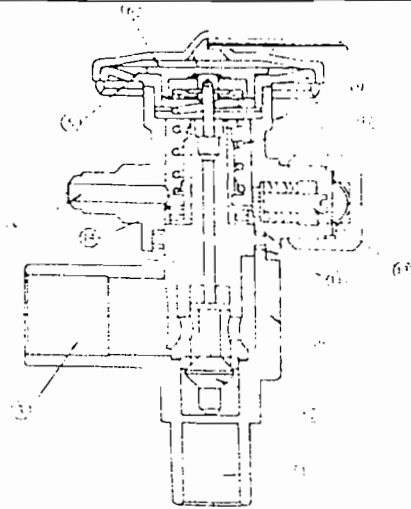
*Feeler bulb* berisi gas atau cairan, biasanya cairan refrigeran. Cairan ini dinamakan *power fluida*. *Feeler bulb* mempunyai suhu sama dengan suhu *suction gas*. Tekanan *power fluida* menekan diafragma sebesar  $P_1$ , tekanan evaporator sebesar  $P_2$  harus lebih besar dari suhu *power fluid* dan harus lebih besar dari uap jenuh evaporator. Karena itu *suction gas* harus *superheated*.

Bila evaporator terlalu kering *superheated* terlalu tinggi sehingga suhunya dan tekanan *power fluid* naik. Katub terbuka lebih lebar dan aliran *refrigeran* bertambah. Sebaliknya bila evaporator terlalu basah *superheated* berkurang. Tekanan fluida turun; katub tertutup – aliran berkurang.

Dengan jalan ini *superheated* dijaga pada harga yang tetap dan sistem secara otomatis mengikuti perubahan beban.

*Thermostatic expansion valve* untuk suhu kerja evaporator yang tinggi tidak baik untuk dipakai pada suhu yang rendah. Pada suhu tinggi hanya diperlukan sedikit *superheated* untuk menggerakkan *needle valve*, sedangkan pada suhu rendah ini digunakan *differential-temperature expansion valve*.

Skema bagan *thermostatic expansion valve* dapat dilihat dalam gambar berikut;



Gambar 2.15. Termostatik expansion valve

3. *low side front valve.*

Pada evaporator kadang kadang dipasang *resevoir* untuk *refrigerant*. *Reservoir* ini berguna untuk mengatur variasi aliran dan kapasitas evaporator. Pengaturan didasarkan pada tinggi permukaan refrigeran pada *resevoir*. Alat pengaturnya berupa pengapung yang akan menutup *needle valve* bila permukaan naik melebihi batas tertentu. Adakalanya pengapungnya digunakan sebagai *float-switch* yang dihubungkan dengan *solenoid valve* pada *high-side pressure*.

4. *high-side float valve.*

Refrigeran kondensor biasanya ditampung *liquid receiver* (tangki). Aliran refrigeran ini dapat diatur dengan *float valve* (pengapung) biasanya pengapung ditempatkan dalam *receierr* sendiri.

Sistem pengaturan ada dua macam yaitu :

- a. *refrigeran* berekspansi langsung pada tekanan rendah (evaporator)

kerugian dari system ini adalah penguapan refrigeran yang terlalu cepat, karena evaporator langsung mendapat suhu dan tekanan yang tinggi. Akibatnya *refrigeran effect* turun karena itulah digunakan *intermediet pressure* atau kombinasi *high side float* dengan system pipa kapiler.

b. *refrigeran* berekspansi ke *intermediet pressure* kemudian melalui *expansion valve* kedua menuju evaporator.

### **2.3.5 Komponen Pendukung System Penyejukan Udara**

#### **2.3.5.1 Blower (*evaporator fan*)**

Blower atau evaporator fan adalah suatu alat yang berfungsi untuk menghisap udara panas dari ruangan yang akan dikondisikan dan mengalirkan udara panas berubah menjadi udara dingin dan selanjutnya udara tersebut disirkulasikan atau dihembuskan kembali ke ruangan yang akan dikondisikan. Pada unit AC TRAIN *water cooled packed* evaporator fanya dari jenis *forward curved centrifugal fan double with double inlet* yang telah dibalansing secara statis dan dinamis (TEFC)

#### **2.3.5.2 Rangkaian pipa dan aksesorisnya**

Untuk mengatur dan menjalankan sistem penyejukan udara dalam siklus pendinginan maka dipasang serangkaian pipa penunjang yang terdiri dari :

1. Rangkaian pipa kondensor

Rangkaian pipa kondensor berfungsi untuk media penghubung antara sirkulasi air dari pompa kondensor ke Unit AC TRAINE water cooled

package dan menara pendingin. Rangkaian pipa air kondensor menggunakan *pipa galvanized iron pipe medium class BS 1387-67* dengan system sambungan ulir untuk pipa diameter sampai dengan 2,5 inci dan sambungan las untuk pipa diameter lebih dari 2,5 inci.

2. *Gate valve*

*Gate valve* berfungsi untuk membuka, menutup dan mengtur jumlah aliran air yang mengalir kedalam kondensor unit AC.

3. *Check valve*

*Check valve* berfungsi mencegah aliran balik ke pompa kondensor atau sering disebut katub satu arah.

4. *Buterfly valve*

*Baterfly valve* berfungsi untuk mengatur jumlah aliran yang akan disirkulasikan oleh pompa kondensor.

5. *Water flow switch*

*Water flow switch* adalah suatu peralatan tambahan yuang berfungsi untuk mengamankan kompresor apabila tidak ada aliran air

### **2.3.6. Tinjauan Sifat refrijeran**

Dalam memilih refrigerant perlu diingat adalah, refrijeran harus dapat bekerja sempurna pada semua keadaan. Refrijeran tertentu lebih baik memakai "reciprocation compressor", Dan jenis lain lebih untuk sentrifugal Dan rotari kompresor. Sifat keracunan pada industri boleh diabaikan, tetapi pada pemakaian

lain seperti AC sangat diperhatikan sekali. Refrigerant untuk suhu rendah berbeda dengan untuk suhu tinggi, karena itu perlu dipelajari sifat-sifat refrijeran.

a. tekanan evaporator Dan condenser

Tekanan evaporator Dan condenser diusahakan positif, sedikit lebih besar dari tekanan atmosfer. Tekanan positif mencegah udara masuk dan memudahkan mencari kebocoran, tetapi tekanan yang terlalu tinggi memerlukan konstruksi yang lebih berat Dan membutuhkan konstruksi yang lebih berat Dan membutuhkan tenaga yang cukup besar. *Reciprocation compressor* baik untuk refrijeran yang mempunyai volume jenis rendah dengan tenaga kerja yang tinggi pada perbedaan tekanan yang cukup besar.

Refrijeran yang sesuai harus mempunyai titik didih dibawah 30°F dengan perbedaan tekanan 50 Psi atau lebih. Sentrifugal kompresor baik untuk tekanan kerja yang rendah Dan beda tekanan tidak terlalu tinggi. Rotari kompresor baik untuk tekanan kerja menengah Dan beda tekanan sebesar 20 – 30 psi.

b. Daya dan *Coefisien off performance* (COP)

Dalam proses carnot untuk refrijeran ideal yang bekerja antara suhu evaporator 5 F Dan suhu kondensor 86 F dicapai COP Dan daya hampir sama, kecuali CO<sub>2</sub>.

c. *Density refrigeration*

Refrijeran dan densitas lebih rendah lebih baik, karena hanya memerlukan pipa-pipa *suction* dan *discharge* yang lebih kecil. Pada kompresor

sentrifugal diperlukan densitas uap yang cukup tinggi, gaya sentrifugal sebanding langsung dengan densitas.

d. Panas Laten

Panas laten refrijeran yang tinggi sangat dikehendaki sebab akan menghasilkan refrijeran yang disirkulasikan akan lebih rendah bila refrijeran efek tinggi sehingga akan lebih ekonomis.

e. Volume jenis (*Spesific volume*)

Volume refrijeran yang mengalir pada kompresor tergantung dengan volume jenis uap dari evaporator. Aliran uap per ton pendinginan yang rendah lebih baik dengan reciprocation compressor. Aliran uap tinggi digunakan sentrifugal kompresor Dan aliran uap menengah dengan rotary kompresor.

f. Stabilitas refrijeran.

Refrijeran tidak boleh berubah berubah struktur kimianya pada suhu normal dan akibat yang terjadi dalam polimerisasi, disintegrasi. Disintegrasi akibat adanya disosiasi akibat reaksi dengan logam. Refrijeran tidak boleh kontak dengan bahan yang dapat bereaksi denganya. karena bahan pipa Dan gasket harus diperhatikan.

g. Sifat korosif

Sifat korosif harus diperhatikan supaya instalasi tidak termakan oleh refrijeran. Sifat korosif refrijeran yang banyak dipakai dalam :

- ammonia : Korosif terhadap tembaga.

- *Carbone dioxide* : Korosif terhadap besi dan tembaga bila temperature *oxygen* dan udara basah.
- *methylen Chloride* : korosif terhadap seng, alumunium dan magnesium bila temperature sedikit air.
- *freon* : tidak bersifat logam, tetapi korosif terhadap karet alam.

h. *Viscosity Refrigerant*.

Dikehendaki refrijeran yang mempunyai viskositas refrijeran rendah pada fase cairan maupun uap supaya kerugian tekanan rendah. Kecuali perpindahan panas pada kondenser dan evaporator juga baik pada harga viskositas rendah.

i. *Kunduktifitas panas*

Refrigeran mempunyai kunduktifitas panas lebih besar, lebih efisien dalam pemakaian kondenser dan evaporatornya. Keadaan yang tidak kalah pentingnya adalah kecepatan aliran kontak dengan permukaan.

j. *Sifat racun pada refrijeran*

Sifat ini perlu diperhatikan karena berubungan dengan keselamatan kerja dan rasa nyaman. Pada pesawat pendingin kecil sifat racun tidak berbahaya karena jumlahnya kecil. Kecuali sifat racun, bau yang merangsang juga diperhatikan demi kenyamanan. Amonia dan  $SO_2$  beracun dan berbau merangsang tidak baik untuk pengkondisian ruangan. Sebaliknya freon dan  $CO_2$  yang tidak berbau dan tidak beracun sangat baik untuk pengkondisian udara. Karena pada refrijeran yang berbau perlu ditambahkan zat berbau seperti methylclode.

k. Sifat explosif

Refrijeran yang tidak explosif adalah  $\text{SO}_2$ , Methil Chloride,  $\text{CO}_2$  dan freon. selain itu refrijeran bersifat explosif pada konsentrasi tertentu adalah petrozon dan hidrokarbon lain.

l. Pengaruh terhadap tanaman, bahan-bahan dan kainnya.

Pengaruh amonia terhadap textile, buah-buahan dan sayur-sayuran tidak begitu berbahaya, tatapi jika konsentrasinya tinggi dapat membusukan atau kebakaran,  $\text{SO}_2$  dapat mematikan tanaman dan bunga tetapi tidak berbahaya bagi bahan makanan, terhadap bahan berwarna dapat merusak warnanya tetapi tidak merusak serat serta textilenya. Freon, metyie choride, petrezon tidak berpengaruh buruk pada tanaman, bahan makanan dan textile.

m. pertimbangan harga

Pada sistem yang besar, harga refrijeran harus dipertimbangkan biaya awal dan perawatan dipengaruhi oeh konsentrasi dan kebocoran refrijeran,  $\text{NH}_3$ , petrozon saqngat murah, Freon 12 harganya agak mahal, Freon 22, HFC-134a termasuk refrijeran yang paling mahal.

n. pencemaran lingkungan

Khusus pada pengikisan ozon pada lapisan stratosfir diatas permukaan bumi, lapisan ozon digunakan untuk pelindung lapisan bumi dari sinar ultraviolet yang diperlukan manusia atau makluk hidup dalam konsentrasi kecil, dan berbahaya bila dalam konsentrsi yang besar. Hampir setiap jenis refrijeran yang mengandung unsur chlor pada komposisinya mempunyai



potensi untuk mengikis ozon. Hampir semua terutama freon 11 dan 12. pada freon 22 mengandung paling sedikit unsur klor. Selama tidak terjadi kebocoran pada rangkaian pipa refrijerasi dan tidak ada kontak dengan lingkungan freon tidak akan mengikis lapisan ozon.

Dalam unit AC TRANE water cooled packed digunakan jenis refrigeran freon 22 (R-22) dengan sifat-sifat tidak berwarna, tidak berbau, tidak beracun, tidak mengakibatkan korosi, tidak mudah terbakar dan tidak mudah meledak, refrijeran-22 adalah dari jenis freon atau genetron 141 dengan rumus kimia  $\text{CHClF}_2$  dengan titik didih  $-41,1$  F. R-22 bertemperatur rendah sampai dengan  $150$  F, digunakan untuk unit pengkondisian udara sentral maupun unit AC window dan ruangan dingin tempat penyimpanan. Refrijeran ini lebih efisien jika digunakan untuk instalai bertemperatur rendah.

### BAB III

#### PERHITUNGAN BEBAN PENDINGINAN

Pada setiap perancangan mesin refrigerasi hal yang paling dasar untuk diperhitungkan adalah beban pendinginan (*cooling load*). Beban pendinginan adalah besarnya beban panas atau jumlah panas yang harus dilayani oleh mesin refrigerasi. Beban pendinginan biasanya dinyatakan dalam Btu/jam. Dalam perhitungan perlu diperhatikan perpindahan perpindahan panas yang terjadi baik secara konduksi, konveksi maupun radiasi. Pendinginan udara dalam ruangan ruangan ada dua macam yaitu :

- a. Panas sensible
- b. Panas laten.

Panas sensibel adalah jumlah panas akibat perubahan suhu saja, sedangkan panas laten adalah karena perubahan fase.perbandingan panas laten dan panas sensible sering dinamakan "*sensible – laten heat ratio* ", angka ini berpengaruh dalam menentukan peralatan yang diperlukan.

Dalam pendinginan umumnya panas yang tak dikehendaki datang dari berbagai sumber, masing–masing cenderung untuk berubah secara kontinyu ataupun periodik dan tak berubungan sama sekali jadi perhitungan cooling load hanya merupakan pendekatan saja, disamping itu perlu ditentukan untuk peride yang mana "*cooling load* " diperhitungkan. Lamanya beban puncak (*peak load*)juga harus diperhitungkan ; bila beban puncak ini sebentar saja maka beban yang direncanakan dapat lebih rendah.

### **3.1 Suhu efektif pada suatu ruangan.**

Kondisi yang nyaman udara dalam ruangan misalnya pada mall, kantor, ruang pertemuan biasanya diperoleh jika suhu ruangan berkisar antara 74 – 78° dengan kelembaban 35 – 60 %. Pemilihan dan perencanaan dalam suatu pemilihan air condition tidak perlu tepat pada kondisi nyaman : jenis-jenis penghuni, kondisi udara luar, yang mempengaruhi pemilihan tersebut.

- Bila udara luar 95° (dry bulb) atau lebih, maka untuk AC komersial direncanakan 74° F suhu efektif.
- Toko rokok, dan lain lain memakai 75° F suhu efektif.
- Rumah, kantor, toko-toko memakai suhu efektif 71° F -73° F.

Bila suhu luar turun 5°, suhu efektif dapat direncanakan 1° F dari harga-harga tersebut.

Perencanaan kondisi ruangan untuk penyimpanan bahan makanan tidak tergantung jenis bahannya, tetapi juga tergantung pada lama penyimpanan, ukuran ruangan, proses-proses yang berlangsung dan sebagainya. Kondisi tempat penyimpanan yang dianjurkan dapat dilihat dalam tabel 1.

### **3.2. Sumber-sumber panas (cooling load)**

komponen-komponen “cooling load “ untuk A.C. kenyamanan, A.C. industri dan pada pesawat pendingin pada prinsipnya adalah sama saja. Komponen komponen tersebut dapat dibagi dalam kelompok-kelompok sebagai berikut :

A. Panas sensible.

- a. Perpindahan panas melalui bangunan.
- b. Penyinaran matahari.
- c. Perembesan atau kebocoran udara dalam ruang.
- d. Panas lampu penerangan.
- e. Panas benda-benda yang memiliki suhu yang lebih tinggi yang dibawa masuk.
- f. Panas penghuni ruangan.
- g. Panas dari motor listrik, proses kimia, gas, uap, air panas, alat-alat listrik dan lain lain.

B. Panas laten

- a. Perembesan dan kebocoran udara dengan tekanan uap yang berbeda.
- b. "*Moisture*" penghuni.
- c. "*Moisture*" bahan-bahan yang disimpan.
- d. "*Moisture*" permukaan basah, proses kimia, gas, uap, air panas dan lain-lain.

C. ventilasi udara luar.

- a. Panas sensible karena perbedaan suhu.
- b. Panas laten karena perbedaan kelembaban. ("*Moisture*")

**3.3. Perpindahan panas melalui bangunan.**

Perpindahan panas ini berlangsung melalui dinding bangunan, jendela, pintu, lantai dan atap. Proses perpindahan panas bila perubahan suhu kecil saja

dibandingkan dengan perbedaan suhu antara ruangan dingin dan udara luar, maka kondisi tersebut dapat disebut dengan kondisi "steady state".

Kecepatan perpindahan panas dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$q = u.A.\Delta T. \text{ (Btu/Jam)} \dots \dots \dots (1.1)$$

\Dengan :

U = "Over all coeficioent ", Btu/(jam)(ft<sup>2</sup>)(°F).

A = Luas bidang/permukaan , ft<sup>2</sup>

ΔT =perbedaan suhu udara luar dengan udara dingin.

Harga U dapat diperoleh dari data atau dapat dihitung dengan rumus perpindahan pana baik scara konveksi, radiasi dan konduksi. Persamaan yang dapat digunakan adalah:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_o} + \frac{1}{C} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{1}{a} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{1}{f_1} \dots \dots \dots (1.2)$$

" film coefficient " tergantung pada keadaan permukaan dan kecepatan angin pada permukaan tersebut.

Jenis permukaan	F <sub>o</sub> Btu/(Jam)(ft <sup>2</sup> )(°F)
Sangat halus.....	1.4 + 0.28v
Papan hakus atau plaster.....	1.6 + 0.3v
Beton tuangan.....	2.0 +0.4v
Kasar.....	2.1+ 0.5v

Dengan v = kecepatan angin, mil/jam

Pada pesawat pendingin biasanya dipakai dari isolasi dari gabus, " glass wool", atau isolasi yang lain. Tebal isolasi yang ekonomis diberikan dalam tabel 2. untuk yang menghadap ke matahari tebal tersebut perlu ditambah 2 inchi.

Dalam perhitungan " *cooling - load*" dianjurkan untuk menambahkan 15% pada perhitungan teoritis.

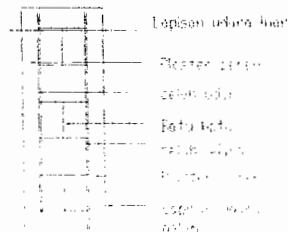
### 3.3.1 Kondisi Umum Bangunan Galleria Mall.

Lokasi perancangan terletak dikota Yogyakarta dengan letak astronomi  $7^{\circ}$  lintang selatan dan  $110,5^{\circ}$  Bujur timur.

Galleria maal maemiliki dimensi adalah sebagai berikut :

Panjang	: 110 m
Lebar Bagian selatan	: 55 m
Lebar bagian utara	: 60 m
Tinggi	: 20 m
Jumlah lantai	: 4 lantai 1 buah basment

Konstruksi dinding dari gedung adalah sebagai berikut :



**Tabel 3.1.** Luas bangunan galleria mall

Lantai	Bagian	Panjang (m)	Lebar (m)	Tinggi (m)	Luas (Ft <sup>2</sup> )
Lantai I	Utara	60		4	2580
	Selatan	55		4	2365
	Timur	110		4	4730
Lantai II	Barat	110		4	4730
Lantai III	Atap Depan	68	55		40205
Lantai IV	Atap Belakang	42	60		27090
	Lantai depan	68	55		40205
	Lantai belakang	42	60		27090
	Kaca		3.5	3.5	1185.187

### 3.3.2. Perhitungan beban pendinginan pada lantai 4.

Dengan melihat lokasi perancangan yaitu dikota yogyakarta yang terletak di 7° lintang selatan, maka dengan tabel 1 lampiran dan melihat diagram psikometri, maka dapat diketahui data-data sebagai berikut ;

Temperatur udara lingkungan (DB)	: 32 °C (90 F)
Temperatur udara basah lingkungan (WB)	: 27°C(80F)
Perbandingan kelembapan udara lingkungan (W)	: 140 gr/lb
Enthalpy	: 43.7 Btu/lbm
Temperatur rancangan ruangan (WB)	: 24°C(75F)
Kelembapan relatif rancangan (RH)	: 50 %
Perbandingan Kelembapan udara ruangan	: 64 gr/lb
Enthalpy	: 28 Btu/lbm

Untuk memperingan kerja evaporator dalam pesawat pengkondisian udara di galleria mall menggunakan sistem *retrun air* atau udara balik yaitu udara ruangan yang dikembalikan melalui evaporator dengan disaring dalam perangkat

mesin pengkodisian udara untuk menghilangkan zat yang tidak dibutuhkan dalam pernafasan manusia dan bahkan beracun atau mengandung bibit penyakit. Udara balik dicampur dengan udar segar yang kemudian disirkulasikan kedalam ruangan melalui evaporator.

### 3.3.3. Perpindahan panas melalui bangunan

Perpindahan panas berlangsung melalui dinding bangunan, jendela, lantai dan atap. Proses perpindahan panas yang demikian bila perubahan suhu kecil saja dianggap *steady state*. Setiap bahan mempunyai harga konduktifitas bahan yang berbeda, seperti terlihat pada tabel berikut ini, harga konduktifitas panas yang digunakan dalam perancangan adalah :

**Tabel 3.2** Konduktifitas Bahan yang digunakan

Bahan	Konduktivitas panas ( $W/m^{\circ}C$ )
Semen	1.90
Plaster	0.48
Batubata	0.69
Cor/beton	1.16
Kaca	0.79
keramik	2.07
Asbes	0.74
Gabus	0.045

Lokasi perancangan adalah dikota yogyakarta, kecepatan angin

diasumsikan 30 km/jam diluar ruangan dan 0 km/jam di dalam ruangan.

$$V_o = 30 \text{ km/jam}$$

$$= 30 \text{ km/jam} \times 0.261 \text{ mile/jam}$$

$$= 18.63 \text{ mile/jam}$$

$$V_o = 0 \text{ km/jam}$$



$$= 0 \text{ km/jam} \times 0.261 \text{ mile/jam}$$

$$= 0 \text{ mile/jam}$$

film coefficient :

$$f_o = 1.6 + 0.3V_o$$

$$= 1.6 + 0.3(18.63)$$

$$7.189 \times 5.678 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$= 40.819 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$f_o = 1.6 + 0.3V_o$$

$$= 1.6 + 0.3(0)$$

$$= 1.6 \times 5.678 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$= 9.09 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Tahanan perpindahan panas

$$R_{so} = \frac{1}{f_o} = \frac{1}{40.819} = 0.024 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_{so} = \frac{1}{f_o} = \frac{1}{9.09} = 0.11 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$U = \frac{1}{R_{total}}$$

**Tabel 3.3** Koefisien perpindahan panas bangunan dinding bagian belakang.

Bahan	Tebal	Konduktifitas Panas (k) W/m. $^\circ\text{C}$	Tahanan panas (R) m $^2$ . $^\circ\text{C/W}$	Koefisien perpindahan panas (U) W/m. $^\circ\text{C}$
Udara luar	-	-	0.024	
Semen	0.001	1.90	0.0005	
Plaster	0.01	0.48	0.0208	2.852
Batubata	0.12	0.69	0.174	0.501
Plaster	0.01	0.48	0.0208	Btu/hr.ft $^\circ\text{F}$

Semen	0.001	1.90	0.0005	
Udara dalam	-		0.11	
			$R_{total} = 0.3506$	

Tabel 3.4 koefisien perpindahan panas melalui bangunan dinding kaca

Bahan	Tebal	Konduktifitas Panas (k) W/m. <sup>o</sup> C	Tahanan panas (R) m <sup>2</sup> . <sup>o</sup> C/W	Koefisien perpindahan panas (U) W/m. <sup>o</sup> C
Udara luar	-	-	0.024	
kaca	0.005	0.79	0.0063	
Udara dalam	-	-	0.11	2.806
			$R_{total} = 0.356$	1.25 Btu/hr.ft <sup>o</sup> F

Tabel 3.5 koefisien perpindahan panas melalui bangunan bagian lantai

Bahan	Tebal	Konduktifitas Panas (k) W/m. <sup>o</sup> C	Tahanan panas (R) m <sup>2</sup> . <sup>o</sup> C/W	Koefisien perpindahan panas (U) W/m. <sup>o</sup> C
Udara luar	-	-	0.024	
Beton	0.1	1.16	0.0682	
Plaster	0.01	0.48	0.0208	4.437
Keramik	0.005	2.07	0.0024	0.78
Udara dalam	-	-	0.11	Btu/hr.ft <sup>o</sup> F
			$R_{total} = 0.225$	

Tabel 3.6 koefisien perindahan panas melalui bagian atap kubah.

Bahan	Tebal	Konduktifitas Panas (k) W/m. <sup>o</sup> C	Tahanan panas (R) m <sup>2</sup> . <sup>o</sup> C/W	Koefisien perpindahan panas (U) W/m. <sup>o</sup> C
Udara luar	-	-	0.024	
Beton	0.005	1.16	0.043	
Udara dalam	-	-	0.11	6.154
			$R_{total} = 0.6125$	1.08 Btu/hr.ft <sup>o</sup> F

**Tabel 3.7.** koefisien perpindahan panas bagian atap asbes.

Bahan	Tebal	Konduktifitas Panas (k) W/m.°C	Tahanan panas (R) m <sup>2</sup> .°C/W	Koefisien perpindahan panas (U) W/m.°C
Udara luar	-	-	0.024	
Asbes	0.05	0.74	0.068	
Busa(Gabus)	0.03	0.045	0.67	1.011
Lapisan udara	-	-	0.11	0.2 Btu/hr.ft°F
Eternit(asbes)	0.005	0.74	0.007	
Udara dalam	-	-	0.11	
			R <sub>total</sub> = 0.989	

Beban transmisi kalor melalui bangunan pada lantai IV , jenis lapisan dinding sesuai tabel 3.3. Perhitungan koefisien perpindahan panas diatas adalah :

1. Bagian belakang (utara)

$$Q_1 = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.1)$$

$$= 0.501 \cdot 2580.15$$

$$= 19388.7 \text{ Btu/hr}$$

2. Bagian depan. (selatan)

$$Q_2 = 0.501 \cdot 2365.15$$

$$= 17772.975 \text{ Btu/hr}$$

3. Bagian samping kanan (Barat)

$$Q_4 = 0.501 \cdot 4730.15$$

$$= 35545.95 \text{ Btu/hr}$$

4. Bagian samping kiri.(Timur)

$$Q_5 = 0.501 \cdot 4730.15$$

$$= 35545.95 \text{ Btu/hr}$$

5. Bagian lantai

Untuk bagian lantai tidak terjadi perpindahan panas, karena tidak terdapat perbedaan tempertur antara  $T_o$  dan  $T_i$  atau sama dengan nol.

Bagian atap depan

$$\begin{aligned} Q_6 &= 1.08.40205.15 \\ &= 651321 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

Bagian atap belakang

$$\begin{aligned} Q_7 &= 1.08.27090.15 \\ &= 438858 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

Jumlah laju perpindahan panas pada lantai IV adalah

$$\begin{aligned} Q_{Td} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \\ &= 19388.7 + 17772.975 + 35545.95 + 35545.95 + 35545.95 + 651321 \\ &\quad + 438858 \\ &= 1198433 \text{ Btu/hr.} \end{aligned}$$

### 3.3.4. Perpindahan panas melalui kaca.

Beban pendinginan akibat dari radiasi yang terjadi pada kaca dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$Q_{\text{radmat}} = \text{SGHF} \times A \times \text{SC} \times \text{CLF} \quad (3.2)$$

Dengan :

SGHF : *Solar heat gain factor* (232 Btu/hr.ft<sup>2</sup>, dilihat pada tabel 2 lamp )

A : Luas dinding kaca terkena radiasi matahari (ft<sup>2</sup>)

SC : *Solar coeficient* (0.83, dilihat pada lampiran tabel 3)

CLF : *Cooling load Factor for glas* (0.32, dilihat pada lampiran tabel 4)

Pada lantai IV tidak ada yang menggunakan kaca.

### **3.3.5 Beban pendinginan karena lampu penerangan.**

Pada lantai IV dipasang lampu *flourance* sebanyak 40 x 73 pada luasan 6600 m<sup>2</sup>, jadi lampu terpasang pada jarak 1.5 m. Untuk setiap lampu terdiri dari dua buah lampu *flourance* dengan daya 36 W x 2 = 72 Watt.

Besarnya transmisi kalor karena lampu :

$$\begin{aligned} Q_{\text{Lamp}} &= \text{Watt} \times \text{Jumlah lampu} \times 3.413 \times \text{Use faktor.} \\ &= 2 \times 36\text{W} \times (40 \times 73 \times 3.24 \times 1.25) \\ &= 896936.4 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

### **3.3.6 Beban pendinginan akibat penghuni ruangan.**

Manusia dan makhluk hidup lain selalu mengeluarkan panas. Panas *sensible* terlepas secara radiasi, konveksi dan konduksi. Kecuali itu juga terlepas dari panas laten karena penguapan air dari tubuh, semakin tinggi suhu ruangan panas laten ini akan semakin tinggi. Panas total yang dilepaskan tergantung pada aktifitas yang dilakukan. Banyaknya panas berdasarkan aktifitas diberikan dalam **Tabel 5** (Lampiran) Panas yang dilepaskan akan makin banyak bila suhu ruangan makin rendah. Jumlah orang pada lantai IV diperkirakan 300 orang dengan berbagai aktifitas antarlain 50 orang pramuniaga dan 250 orang pengunjung.

$$\begin{aligned} Q_{\text{peng}} &= \text{Jumlah orang bermain} \times \text{panas sensibel orang} \\ &= 100 \times 345 = 34500 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{spen}} &= \text{Jumlah pengunjung} \times \text{panas sensibel} \\ &= 200 \times 210 \\ &= 42000 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{stotalpeng}} = 34500 + 42000 = 76500 \text{ Btu/hr}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{lpeng}} &= \text{Jumlah orang bermain} \times \text{panas laten orang} \\ &= 100 \times 695 = 69500 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{lpeng}} &= \text{Jumlah pengunjung} \times \text{panas laten orang} \\ &= 200 \times 140 = 28000 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{ltotalpeng}} = 28000 + 69500 = 97500 \text{ Btu/hr}$$

Jumlah total beban pendinginan akibat penghuni ruangan adalah

$$Q_{\text{tp}} = Q_{\text{stotalpeng}} + Q_{\text{ltotalpeng}}$$

### 3.3.7 Panas akibat peralatan listrik

Panas akibat dari peralatan listrik dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

$$Q_{\text{pl}} = \text{Watt} \times 3.413$$

Dengan Watt = daya dari peralatan listrik

### 3.3.8. Perembesan

Pembukaan pintu sangat mempengaruhi perembesan udara. Makin sering pintu dibuka, perembesan/pergantian udara makin besar. Faktor perembesan ini sukar ditentukan, untuk ini secara pendekatan diberimkan tabel ..... Harga harga tersebut dapat naik atau lebih bila pintu sering dibuka.

Perembesan atau infiltrasi dalam perhitungan beban pendinginan diusahakan tidak terjadi perembesan, jika terjadi perembesan terjadi haruslah sangat kecil. Terdapat dua macam perembesan yaitu perembesan karena panas laten dan panas sensibel. Besar perembesan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah ini

$$\bar{Q} = a + bV + c\Delta T \quad (3.7)$$

$$= 0.15 + (0.01 \times 11.1) + (0.007 \times 15)$$

$$= 0.324 \text{ L/dt}$$

$$Q_s = 1.23 \times 3.413 \times \bar{Q} + \Delta T \quad (3.8)$$

$$= 1.23 \times 3.413 \times 0.324 \times 15$$

$$= 20.4 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_l = 3000 \times 3.413 \times \bar{Q} - \Delta W \quad (3.9)$$

$$= 3000 \times 3.413 \times 0.324 \times 0.09$$

$$= 289.57 \text{ Btu/hr}$$

Dengan :

$\bar{Q}$  = Kecepatan Udara masuk kedalam ruangan.

$\Delta T$  = Perbedaan temperatur dalam dan luar ruangan.

### 3.3.9. Panas akibat kebutuhan pergantian udara/Ventilasi

setiap penghuni ruangan membutuhkan sebesar 30 CFM(Lampiran 7) sesuai dengan aktifitas yaitu tempat perbelanjaan. Panas yang disebabkan karena pergantian udara atau adanya akibat panas udara luar(*fress air*) adalah

$$\text{CFM} = 300 \times 30 = 9000 \text{ CFM}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{svn}} &= \text{CFM} \times 1.08 \times (T_o - T_i) \\ &= 9000 \times 1.08 \times 15 \\ &= 145800 \text{ CFM} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{lven}} &= \text{CFM} \times 0.86 \times (T_o - T_i) \\ &= 9000 \times 0.86 \times 15 \\ &= 465120 \text{ CFM} \end{aligned}$$

Total panas yang dihasilkan adalah

$$\begin{aligned} Q_{\text{tven}} &= Q_{\text{svn}} + Q_{\text{lven}} \\ &= 1458000 + 465120 \\ &= 1923120 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

dengan

$$\text{CFM} = \text{Cubic feet per menit (ft}^3/\text{mnt)}$$

$$T_o - T_i = \text{Perbedaan temperatur rancangan dengan temperatur sekitar}$$

$$W_o - W_i = \text{Perbedaan kelembapan antara luar rancangan}$$



**3.3.10. Perpindahan panas karena sumber lain.**

Tambahan kalor sensibel oleh motor kipas udara diambil 25% dari total panas sensibel perhitungan ruangan

$$Q_{\text{totsens}} = 2171889 \text{ Btu/hr.}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{skipas}} &= 0.025 \times 2236893 \\ &= 55965.98 \text{ Btu/hr.} \end{aligned}$$

Laju perpindahan kalor total sensibel atau beban pendinginan teoritis sensibel adalah :

$$\begin{aligned} Q_{\text{totsen}} &= 2238639 + 55965.98 \\ &= 2610505 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

laju perpindahan kalor total laten atau beban pendinginan teoritis laten adalah :

$$Q_{\text{totlaten}} = 34750 + 84000 + 298.5692 + 1007760 = 1126809 \text{ Btu/hr}$$

Perhitungan diatas akan disederhanakan pada tabel perhitungan beban pendinginan.

**3.4. Beban pendinginan Total**

Kondisi luar rancangan ;

- temperatur udara kering (DB) : 90 F
- temperatur udara basah (WB) : 75 F
- perbandingan kelembapan (W) : 140 gr/lb

Kondisi dalam rancangan ;

- temperatur udara kering (DB) : 75 F
- temperatur udara basah (WB) : 50 F



- perbandingan kelembapan (W) : 64 gr/lb

diketahui data seperti dibawah ini dengan melihat perhitungan diatas atau pada tabel penyederhanaan perhitungan beban pendinginan.

CFM = 30CFM/orang x 300 orang : 9000 CFM

Panas sensibel ruangan (TSH) : 2371987 Btu/hr

Panas laten ruangan (TLH) : 562918 Btu/hr

Jadi total beban pendinginan adalah

$$\begin{aligned}
 \text{Total Beban pendinginan} &= \text{TSH} + \text{TLH} \\
 &= 2371987 + 562918 \\
 &= 2934905 \text{ Btu/hr} \\
 &= 244.57 \text{ TR}
 \end{aligned}$$

Perhitungan pada lantai lantai berikutnya dapat dilihat dalam tabel hasil perhitungan.

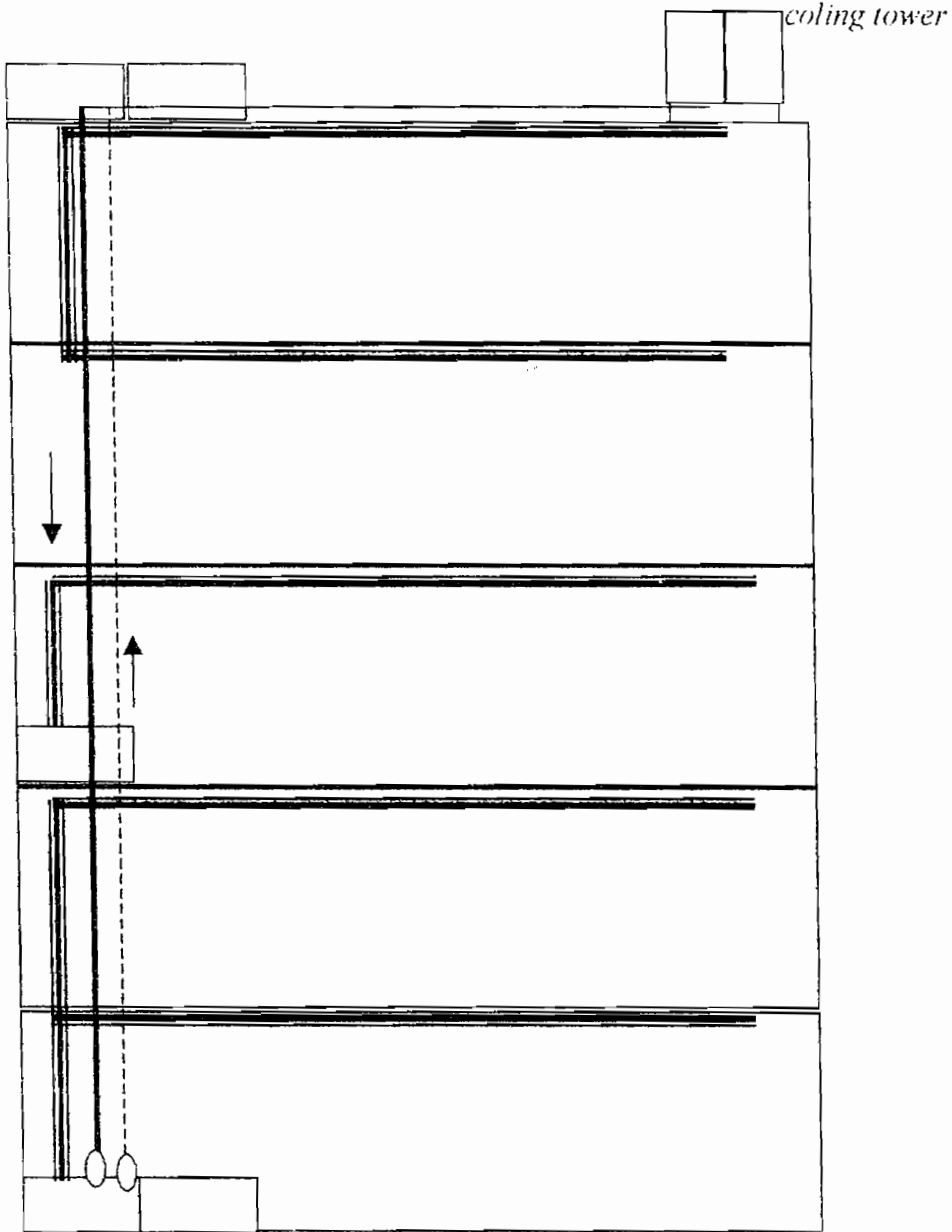
**Tabel 3.8 Beban Pendinginan total gedung Galeria Mall.**

Lantai	Ruangan	Beban pendinginan (TR)
Basement	Restoran, supermarket	150
I	Restoran, koridor, toko-toko, Matahari departemen store.	200
II	Restoran, toko-toko, matahari departemen store	200
III	Toko-toko, matahari departemen store.	150
IV	Café, game fantasi, billyard, toko-toko	250
Jumlah total beban pendinginan Galeria Mall		950

Dari hasil perhitungan beban pendinginan total seluruh gedung adalah 950 TR, dari beban total tersebut akan dibuat dalam beberapa paket, direncanakan setiap paketnya melayani 200 TR. Untuk menjaga adanya kemungkinan

kerusakan pada salah satu mesin refrigerasi akan dipasang satu buah paket cadangan dengan kapasitas 200 TR. Jadi keseluruhan paket pada gedung galeria mall adalah 6 buah paket yang beroperasi dan satu paket untuk cadangan.

Pola pemasangan sistem pendinginan pada perancangan ini adalah 2 buah paket diletakan diatas bangunan untuk melayani 2 lantai yaitu lantai III dan empat, pada lantai dua terdapat satu buah mesin penyegar udara sedangkan pada lantai basement terdapat 2 buah mesin untuk lantai satu dan basement. Sistem penyegaran udara pada perancangan ini dapat dilihat dalam gambar berikut.



- Keterangan :
- | Arah aliran air masuk kondenser
  - ⋯ Arah aliran air menuju (keluar kondenser) *cooling tower*
  - == Saluran udara (*Ducting*)
  - Pompa.
  - ▭ Mesin pendingin

Gambar 3.4 Skema Sistem pendingin Rancangan

## 3.3.11 Titik embun penyejar udara.

Temperatur udara ruang rancangan : 26°C

Temperatur udara penyejar : 20 °C

Kelembapan relatif : 50%

Perbandingan kelembapan udara : 64 gr/lbm

	Kalor sensibel	Kalor Laten	Jumlah kalor
Beban kalor ruangan	2171889	97798.57	
Beban kalor simpang dari atmosfer masuk	145800	465120	
Beban kalor motor/kipas(fan)	54297.23	0	
	2371986.23	562918.57	2934904.8

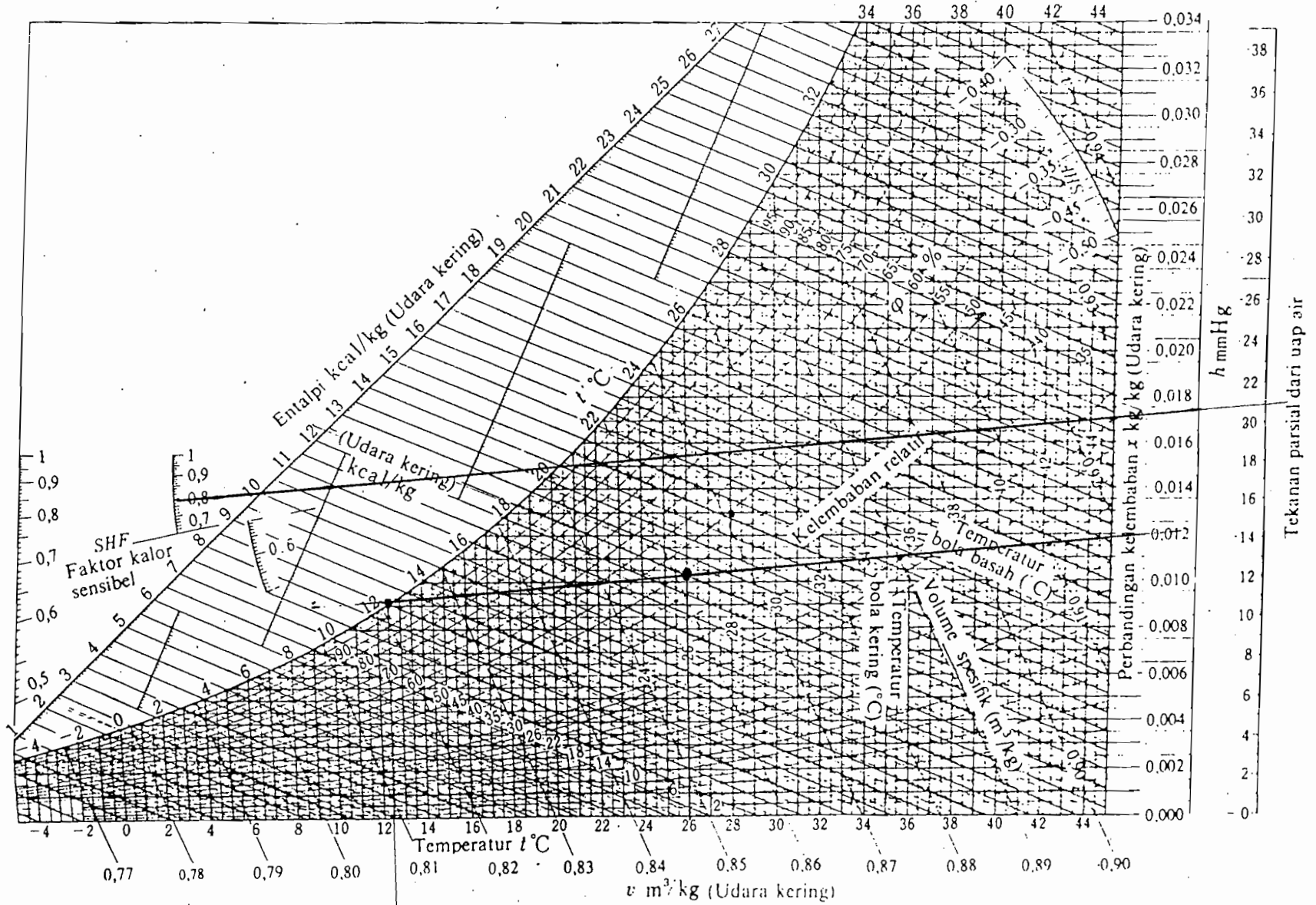
Beban total RTH

$$\begin{aligned}
 SHF &= \frac{RSH}{RLH} \\
 &= \frac{2371986}{2934904.8} \\
 &= 0.80
 \end{aligned}$$

dari garis SHF 0.80, melalui titik 26°C, 50% maka akan ditemukan titik pengembunan. Setperti terlihat pada **gambar 3.5** dibawah ini.

Cara penentuan titik embun alat penyejar tersebut, tidak lagi sesuai untuk diterapkan pada ruangan dengan beban kalor laten yang tinggi.

**Gambar 3.5 Diagram Psikometri**



Gbr. 2.1 Diagram psikrometrik.

12,5 $^{\circ}\text{C}$

	Temperatur bola Kering (F)	Temperatur bola basah (F)	RH (%)	W gr/lb	Proyek : Galeria mall Lokasi : Yogyakarta Lantai : Basement enr : Thomas.P.
Luar	90	80		140	
Dalam	75		50	64	

Kondisi	Letak	U	Luas	Perbedaan suhu		RSHG Btu/hr
				Dalam	Luar	
Kaca	Timur	0	1185.187	75	75	0
	Selatan	0	1185.187	75	75	0
Gedung atap	Utara	0.501	2580	75	75	0
	Timur	0.501	2666	75	75	0
	Barat	0.501	2666	75	75	0
	Selatan	0.501	1179.813	75	75	0
	Depan	1.18	40205	75	75	0
	blkg	1.18	27090	75	75	0
jumlah				0		

Radiasi	Letak	SGHF	Luas	SC	CLF	
	Timur	0	1185.187	0.83	0.32	0
	Selatan	0	1185.187	0.83	0.32	0

Lampu		Watt	Btu/hr	use faktor		RLHG
	flourance	210240	3.413	1.25		896936.4
	bolamp					
Peralatan	alat listrik	100	3.413			341.3

Manusia	SHG	LHG	aktivitas	jml orang		
	345	695	Penjg toko	50		17250 34750
	210	140	penonton	0		0 0
	255	325	makan	150		38250 48750

Perembesan

Sensible		1.23	3.413	0.324	15	20.4022	
Laten		3000	3.413	0.324	0.09		298.5692

RSH/RLH	952798.1	83798.57		
---------	----------	----------	--	--

ventilasi		CFM	W(gr/lb)	TC		
Sensibel	1.08	6000		15		97200
Laten	0.68	6000	76			310080

SA fan Gain 2.5%						23819.95
Pump Gain						
RA duct				TSH/TLH	1073818	393878.6
RA fan Gain 0%	Total Beban Pendinginan				1467697	Btu/hr
					122.3081	TR



	T bola Kering (F)	Temperatur bola basah (F)	RH (%)	W gr/lb	Proyek : Galeria mall
Luar	90	80		140	Lokasi : Yogyakarta
Dalam	75		50	64	Lantai : I
					enegr : Thomas.P.

Kondisi	Letak	U	Luas	rbedaan suhu		RSHG Btu/hr
				Dalam	Luar	
Kaca	Timur	1.25	1185.187	90	75	22222.26
	Selatan	1.25	1185.187	90	75	22222.26
Gedung	Utara	0.501	2580	90	75	19388.7
	Timur	0.501	4730	90	75	35545.95
	Barat	0.501	4730	90	75	35545.95
	Selatan	0.501	2365	90	75	17772.98
	Depan	1.08	40205	75	75	0
atap	blkg	1.08	27090	75	75	0
jumlah				152698.1		
Radiasi	Letak	SGHF	Luas	SC	CLF	
	Timur	232	1185.187	0.83	0.32	228219.6
	Selatan	232	1185.187	0.83	0.32	228219.6

Lampu		Watt	Btu/hr	use faktor		RLHG
	flourance	210240	3.413	1.25		896936.4
	Peralatan	0	3.413			0

Manusia	SHG	LHG	aktivitas	jml orang		
	345	695	bermain	0		0
	210	140	penonton	200		42000
	255	325	makan	100		25500
						32500

perembesan						
Sensible		1.23	3.413	0.324	15	20.4022
Laten		3000	3.413	0.324	0.09	298.5692

RSH/RLH 1573594 60798.57

ventilasi		CFM	W(gr/lb)	TC		
Sensibel	1.08	9000		15		145800
Laten	0.68	9000	76			465120

SA fan Gain 2.5%						39339.85
Pump Gain						
RA duct					TSH/TLH	1758734 525918.6
RA fan Gain 0%						2284653
Total beban pendinginan						Btu/Hr
						190.3877
						TR

	T bola Kering (F)	Temperatur bola basah (F)	RH (%)	W gr/lb	Proyek : Galeria mall
Luar	90	80		140	Lokasi : Yogyakarta
Dalam	75		50	64	Lantai : III
					enegr : Thomas.P.

Kondisi	Letak	U	Luas	rbedaan suhu		RSHG Btu/hr
				Dalam	Luar	
Kaca	Timur	1.25	32.25	90	75	604.6875
	Selatan	1.25	32.25	90	75	604.6875
Gedung	Utara	0.501	2580	90	75	19388.7
	Timur	0.501	4730	90	75	35545.95
	Barat	0.501	4730	90	75	35545.95
	Selatan	0.501	2365	90	75	17772.98
atap	Depan	1.08	40205	75	75	0
	blkng	1.08	27090	75	75	0
jumlah				109463		

Radiasi	Letak	SGHF	Luas	SC	CLF	
	Timur	232	32.25	0.83	0.32	6210.06
	Selatan	232	32.25	0.83	0.32	6210.06

Lampu		Watt	Btu/hr	use faktor		RLHG
	flourance	210240	3.413	1.25		896936.4
	Peralatan	0	3.413			0

Manusia	SHG	LHG	aktivitas	jml orang		
	345	695	penjaga	50		17250 34750
	210	140	penonton	200		42000 28000
	255	325	makan	50		12750 16250

perembesan						
Sensible		1.23	3.413	0.324	15	20.4022
Laten		3000	3.413	0.324	0.09	298.5692

RSH/RLH 1090840 79298.57

ventilasi		CFM	W(gr/lb)	TC		
Sensibel	1.08	9000		15		145800
Laten	0.68	9000	76			465120

fan Gain 2.5%						27271
---------------	--	--	--	--	--	-------

Pump Gain

RA duct

RA fan Gain 0%

TSH/TLH	1263911	544418.6
	1808329	Btu/hr
	150.6941	TR

Total Beban Pendinginan

	Temperatur bola Kering	Temperatur bola basah	RH (%)	W gr/lb	Proyek : Galeria mall Lokasi : Yogyakarta Lantai : IV engr : Thomas.P.
	(F)	(F)			
Luar	90	80		140	
Dalam	75		50	64	

Kondisi	Letak	U	Luas	Perbedaan suhu		RSHG
				Dalam	Luar	Btu/hr
Kaca	Timur	1.25	0	90	75	0
	Selatan	0	0	90	75	0
Gedung	Utara	0.501	2580	90	75	19388.7
	Timur	0.501	4730	90	75	35545.95
	Barat	0.501	4730	90	75	35545.95
	Selatan	0.501	2365	90	75	17772.98
atap	Depan	1.08	40205	90	75	651321
	bikng	1.08	27090	90	75	438858
			jumlah	1198433		

Radiasi	Letak	SGHF	Luas	SC	CLF	
	Timur	0	1185.19	0.83	0.32	0
	Selatan	0	1185.19	0.83	0.32	0

Lampu	jenis	Watt	Btu/hr	use faktor		RLHG
	flourance	210240	3.413	1.25		896936.4
	bolam	0	0	0		0
Peralatan		0	3.413			0

Manusia	SHG	LHG	aktivitas	jml orang		
	345	695	bermain	100		34500 69500
	210	140	penonton	200		42000 28000

perembesan						
Sensible		1.23	3.413	0.324	15	20.4022
Laten		3000	3.413	0.324	0.09	298.5692

RSH/RLH 2171889 97798.57

ventilasi		CFM	W(gr/lb)	TC		
Sensibel	1.08	9000		15		145800
Laten	0.68	9000	76			465120

SA fan Gain 2.5%						54297.23
Pump Gain						
RA duct						
RA fan Gain 0%						
Total Beban pendinginan					TSH/TLH	2371987 562918.6
						2934905 Btu/hr
						244.5754 TR

## BAB IV

## PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA

## 4.1 Perancangan Kompresor.

## 4.1.1 Diagram Mollier

Diagram mollier menunjukkan karakteristik dari gas refrigeran, pada perancangan ini digunakan refrijeran Freon 22. Digunakan freon 22 dalam perancangan ini dikarenakan pertimbangan sifat dari freon antara lain tidak berwarna, tidak beracun, tidak berbau dan tidak mudah meledak. Kekurangan dari freon 22 adalah bila terjadi kebocoran pada pipa akan mengikis lapisan ozon bila bereaksi dengan  $O_2$ . Pengikisan ozon terjadi karena adanya unsur Clor (Cl), namun freon 22 mengandung unsur Clor (Cl) yang paling sedikit dibandingkan dengan jenis freon yang lain. Berbagai sifat dan karakteristik dari beberapa refrijeran dapat dilihat dalam tabel berikut :

Tabel 4.1 Jenis dan karakteristik beberapa refrijeran

Pengelompokan	Halogen-fluorokarbon									Ammonia
	Metan					Etan		Azeotrop		
	R 11	R 12	R 13	R 21	R 22	R 113	R 114	R 500	5 502	
Jenis refrigeran	CCl <sub>3</sub> F	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CClF <sub>3</sub>	CHCl <sub>2</sub> F	CHClF <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> Cl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> (73,8%) C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>2</sub> (26,2%)	CHClF <sub>2</sub> (48,8%) C <sub>2</sub> ClF <sub>4</sub> (51,2%)	(R 717)
Rumus kimia										NH <sub>3</sub>
Berat molekul	137,37	120,92	104,46	102,92	86,47	187,39	170,93	99,31	111,6	17,03
Titik didih (°C)	23,77	-29,8	-81,4	8,92	-40,8	47,57	3,55	-33,3	-45,6	-33,3
Titik pembekuan (°C)	-111	-156	-181	-135	-160	-35	-94	-158,9	—	-77,7
Temperatur kritis (°C)	198,0	112,0	28,9	178,5	96,0	214,1	145,7	105,1	90,1	133,0
Tekanan kritis (kg/cm <sup>2</sup> ) abses	43,2	40,0	38,2	51	49,12	34,8	33,2	44,4	42,1	116,5
Berat jenis cair 30°C (g/cc)	1,476 (25°C)	1,294	1,298 (-30°C)	1,166	1,175	1,55	1,440	1,141	1,242	0,595
Berat jenis padat titik didih (g/l)	5,46	6,33	7,01	4,57	4,82	7,38	7,82	5,22	6,05	0,905
Kalor spesifik cair 30°C (cal/g°C)	0,208	0,24	0,25 (-30°C)	0,246	0,335	0,218	0,234	0,290	0,30	1,141
Kalor spesifik uap C <sub>p</sub> (30°C pada tekanan atmosfer) (cal/g°C)	0,135	0,147	0,148 (25°C)	0,140	0,152	0,161 (60°C)	0,160	—	0,168	0,52
Perbandingan kalor spesifik C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub> (30°C pada tekanan atmosfer)	1,136	1,136	1,145 (25°C)	1,175	1,184	1,080 (60°C)	1,088	1,127	1,132	1,31
Kalor laten penguapan pada titik didih (cal/g)	43,51	39,47	35,47	57,86	55,92	35,07	32,78	48,61	42,48	52,7
Kekuatan dielektrik 23°C pada tekanan atmosfer (Nitrogen = 1)	3,7	2,4	1,65	1,85	1,3	2,6 (0,4 atm)	2,8	—	2,34	0,83
Kelenturan Freon dalam air pada 30°C (g/100g)	0,011	0,009	—	0,13	0,15	0,013	0,011	0,035	0,054 (25,6°C)	89,9 (0°C)
Kemudahan terbakar	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	16-25% (volume) 1,14-1,77 kg
Sifat racun*	5A	6	6	4-5	5A	4-5	6	5A	5A	2

Caution \*Underwriters Laboratories Group (NO 1) Sangat beracun, 6 tidak beracun)  
Sulfurous anhydride ... 1, Methyl chloride ... 4, Carbon dioxide ... 5)

Freon 22 merupakan adalah jenis genetron 141 yang mempunyai rumus kimia  $\text{CHClF}_2$  dengan titik didih  $-41,4 \text{ F}$ . R  $-22$  mempunyai temperatur rendah sampai dengan  $-150 \text{ F}$ . freon 22 mempunyai temperatur pengembunan, subcooled, dan superheated seperti pada tabel dibawah ini

**Tabel 4.2** Temperatur penguapan, tekanan penguapan, tekanan pengembunan, dan tekanan pengembunan dari freon 22.

Temperatur penguapan	Tekanan penguapan	Temperatur pengembunan	Tekanan pengembunan
5	4.97	35	12.92
6	5.15	40	14.76
7	5.35	45	12.45

Panas lanjut atau super heated adalah panas yang disebabkan oleh panas yang timbul oleh motor listrik penggerak kompresor, kompresor yang digunakan adalah kompresor hermetik dimana motor listrik terletak pada satu casing dengan kompresor. Refrijerasi masuk melewati kumparan motor listrik dan menyerap panas yang timbul pada kumparan motor listrik. *Subcooled* terjadi karena adanya pemanjangan pada pipa kondenser. Besarnya temperatur *subcooled* adalah  $5^\circ\text{C}$  dan temperatur superpanas (*superheated*)  $10^\circ\text{C}$ .

Rangkaian singkat siklus refrijerasi pada penyegaran udara paket adalah :

1. penguapan, proses penguapan terjadi pada evaporator atau coil pendingin.
2. Kompresi, menghisap uap refrijerasi dari ruang penampungan uap. Temperatur uap refrijerasi masuk kekompresor rendah, setelah keluar dari kompresor temperatur menjadi naik.
3. Pengembunan terjadi pada kondenser.

4. Ekspansi, untuk menurunkan tekanan dari refrijeran cair (tekanan tinggi) yang dicairkan didalam kondenser supaya dengan mudah akan menguap.

Untuk menunjukan karakteristik dari refrijeran sehingga dapat menyatakan hubungan antara tekanan (P) pada ordinat dan enthalpy (h) pada absis dengan menggunakan diagram mollier atau diagram tekanan – entalphy (p – h) seperti pada **Gambar 4.1** . syarat terjadinya perpindahan panas adalah karena adanya perbedaan suhu atau adanya laju aliran kalor dari tempat yang tinggi ketempat yang rendah atau sebaliknya sampai tidak ada lagi aliran panas atau kondisi *steady state*/tunak.

Dalam menggambarkan diagram mollier diperlukan data data sebagai berikut.

Refrijeran yang digunakan : Freon 22 (R – 22)

Temperatur pengembunan :  $5^{\circ}\text{C}$ (41 F) harus  $\leq T_{\text{adp}}$  (diagram psikometri)

Perubahan temperatur harian  $\Delta T$  :  $85^{\circ}\text{C}$

Temperatur air pendingin  $T_{\text{air}}$  :  $30^{\circ}\text{C}$

Dengan melihat perubahan temperatur harian maka Temperatur penguapan :

$$T_{\text{cond}} \geq T_{\text{air}} + \Delta T$$

$$T_{\text{cond}} \geq 30 + 8$$

$$\geq 38^{\circ}\text{C}$$

maka temperatur penguapan berkisar antara  $38^{\circ}\text{C}$  –  $45^{\circ}\text{C}$ , diambil  $45^{\circ}\text{C}$ (113 F)

dengan :

$T_{\text{cond}}$  : temperatur kondensasi/penguapan.

Untuk menggambarkan karakteristik dari R – 22 pada diagram mollier adalah :

- temperatur pengembunan : 5°C(41 F)
- temperatur penguapan : 45°C(113 F)
- *subcooled* : 5°C(9 F)
- *superheated* : 10°C(18 F)

Dari data diatas dapat digambarkan siklus refrijerasi pada diagram tekanan (P) dan entalphy (h) seperti dibawah ini :

berdasarkan **Gambar 4.1** diagram mollier dapat dicari harga tekanan dan entalphy pada titik-titik siklus :

$$\text{Titik 1 : } h_1 = 40.53 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{ : } P_1 = 254.51 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Titik 2 : } h_2 = h_1 = 40.53 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{ : } P_2 = P_3$$

$$\text{Titik 3 : } h_3 = 109.64 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{ : } P_1 = 84.67 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Titik 4 : } h_4 = 122.44 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{ : } P_4 = P_1 = 222.41 \text{ lb/in}^2$$

dari data diatas dapat dihitung besarnya :

a. *Refrijeran effect* (Re)

$$RE = h_3 - h_1 \tag{4.1}$$

$$= 109.4 - 40.53 = 69.11 \text{ Btu/lb}$$

b. Berat refrijeran 22

$$\begin{aligned} W &= \frac{200}{RE} & (4.2) \\ &= \frac{200}{69.11} \\ &= 2.894 \text{ lb/Ton.min} \\ &= 1.31 \text{ kg/Ton.min} \end{aligned}$$

c. Langkah piston teoritis.

$$\begin{aligned} H &= W \times V_{g3} \times (TR / n_k) & (4.3) \\ &= 2.894 \times 0.6 \times (200/2) \\ &= 173.64 \text{ (ft}^3\text{/min)} \end{aligned}$$

dengan :

- H = Langkah piston
- W = Berat Refrijeran (lb/Ton.min)
- $V_{g3}$  = Volume jenis Refrijeran (ft<sup>3</sup>/min)
- TR = Beban pendinginan evaporator (TR)
- $n_k$  = jumlah kompresor dalam 1 unit

d. Daya teoritis per Ton

$$\begin{aligned} \text{HP} &= 4.717 \frac{h_4 - h_3}{h_3 - h_1} & (4.4) \\ &= 4.717 \frac{122.44 - 109.64}{109.64 - 40.53} \\ &= 0.874 \text{ (HP/Ton)} \end{aligned}$$

daya teoritis total adalah ;  $0.874 \times 200 = 174.80 \text{ HP}$



e. *Coeffisient Of Performance (COP)*

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{h_3 - h_1}{h_4 - h_3} & (4.5) \\ &= \frac{109.64 - 40.53}{122.44 - 109.64} = 5.4 \end{aligned}$$

f. Perpindahan kalor kondenser

$$\begin{aligned} Q_{\text{cond}} &= 200 \times \frac{h_4 - h_3}{h_3 - h_1} & (4.6) \\ Q_{\text{cond}} &= 200 \times \frac{122.44 - 40.53}{109.64 - 40.53} \\ &= 237.04 \text{ Btu/Ton.min} \end{aligned}$$

#### **4.1.2. Pemilihan Kompresor.**

Kompresor adalah jantung bagi unit AC dan berfungsi untuk mendistribusikan refrijeran keseluruh rangkaian, serta mengoperasikan uap refrijeran yang bertekanan dan temperatur tinggi, sehingga dengan pendinginan udara biasa atau air berubah benyuknya dari gas menjadi cairan.

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam pemilihan kompresor adalah :

- a. Kapasitas kompresor yaitu ; kemampuan kompresor untuk memenuhi jumlah gas yang harus disirkulasikan.
- b. Prosesi kompresi, dalam hal ini digunakan kompresi adiabatik yaitu proses kompresi tanpa adanya perpindahan panas dari gas ke sekitarnya dengan cara mengisolasi dinding silinder.
- c. Temperatur gas keluar, proses akan mengakibatkan kenaikan tekanan dan temperatur.

d. Karakteristik kompresor.

Berdasarkan kapasitas pendinginan yaitu 200TR dan daya kompresor maka kompresor yang digunakan adalah kompresor hermetik. Dengan pertimbangan :

- Bentuknya kecil dan ringan.
- Motor listrik penggerak kompresor dengan kompresor terletak pada casing yang sama sehingga terhindar dari kotoran dan debu.
- Kapasitas aliran refrijerasi dapat diatur secara otomatis.
- Cocok untuk kapasitas beban pendinginan part load atau besar.
- Efisiensi terhadap peletakan pada pesawat pengkondisian udara jenis paket.

**4.1.3 Perancangan kompresor.**

Dalam perancangan data-data perancangan adalah sebagai berikut :

Tekanan hisap (Ps) : 84.67 psia = 6.03 kg/cm<sup>2</sup>

Tekanan Buang (Pd) : 254.51 psia = 17.7 kg/cm<sup>2</sup>

Daya teoritis (Pt) : 174.80 HP

Dalam satu paket mesin pendingin terdapat 4 buah kompresor yang terbagi dalam dua siklus refrijerasi yang bebas, jadi daya teoritis untuk satu kompresor adalah ;

$$\begin{aligned} Pt &= 174.80/2 \\ &= 87.4 \text{ HP/kompresor} \\ &= 65.72 \text{ kW/kompresor.} \end{aligned}$$

1. Efisiensi volumetrik kompresor ( $\eta_{vt}$ )

$$\eta_{vt} = 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \times 100\% \quad (4.7)$$

dengan ;

$\varepsilon$  : Faktor kompresor berkonstruksi dan ketelitian yang baik (0.05)

$n$  : Eksponen politropik (1.2)

$P_d$  : Tekanan Buang (psia)

$P_s$  : tekanan hisap (psia)

$$\begin{aligned} \eta_{vt} &= 1 - 0.05 \left[ \left( \frac{254.51}{84.67} \right)^{\frac{1}{1.2}} - 1 \right] \times 100\% \\ &= 92.73 \% \end{aligned}$$

## 2. Efisiensi volumetrik total

Efisiensi volumetrik total adalah perbandingan dari berat fluida selama proses kompresi dengan berat fluida pada saat pengisapan. Efisiensi volumetrik biasanya (4 – 6)% lebih rendah dari pada efisiensi volumetriknya perbedaan tersebut dipengaruhi karena :

- a. Pemanas fluida pada saat pengisapan oleh dinding silinder dan katub.
- b. Kebocoran gas yang terjadi pada torak dan katub.

$$\eta_{vt} = \eta_v - \eta_t \quad (4.8)$$

dengan

$$\eta_v = \text{rugi-rugi volumetrik (5\%)}$$

$$\eta_{vt} = (92.73 - 5)\% = 87.73\%$$

### Galleria Mall Air Conditioning

3. Daya untuk memutar poros engkol ( $P_{pe}$ )

$$P_{pe} = P_t / \eta_{ad}$$

Dengan:

$P_t$  = Daya teoritis tiap kompresor

$\eta_{ad}$  = Efisiensi adiabatik untuk kompresor hermetik kerja tunggal berkisar

antara 0.8 – 0.95, diambil 0.90

$$P_{pe} = 65.72 / 0.90$$

$$= 73.02 \text{ kW}$$

#### 4.1.3.1 Silinder dan piston

Silinder pada kompresor digunakan untuk kompresi gas atau uap refrijeran sehingga diperoleh tekanan dan temperatur tinggi. Torak bergerak secara translasi baik vertikal maupun horisontal didalam silinder sehingga terjadi gesekan antara torak dan silinder, oleh karena itu haruslah memenuhi persyaratan sebagai berikut:

- Tidak cepat aus dan cukup kuat.
- Tahan terhadap temperatur tinggi
- Tahan terhadap korosi
- Mempunyai konduktivitas yang baik.

Bahan silinder adalah besi tuang kelabu (JIS G 5501), FC 20) dengan sifat mekanik bahan sebagai berikut ;

Kekuatan tarik : 150 – 200 kg/cm<sup>2</sup>

Kekuatan lentur : 28 – 46 kg/cm<sup>2</sup>

Kekerasan brinell : 170 – 229 kg/cm<sup>2</sup>

Piston pada silinder berfungsi untuk ;

- Menentukan daya dari batang penggerak yang ditekan didalam silinder.
- Membatasi ruang silinder.
- Menahan gaya kesamping akibat putaran batang penggerak.

Piston pada silinder harus memenuhi syarat sebagai berikut ;

- Bahan piston harus ringan dan kuat.
- Tahan terhadap temperatur tinggi
- Mempunyai konduktivitas termal tinggi.
- Tahan terhadap keausan.

Bahan piston atau torak adalah paduan alumunium (Al – Cu – Ni) dengan sifat kekuatan tarik bahan piston adalah 22 kg/cm<sup>2</sup>, kekerasan brinell bahan piston adalah 110 kg/mm<sup>2</sup>.

1. Jumlah sirkulasi refrijeran (G)

$$G = \frac{Q}{RE} \quad (4.10)$$

Dengan ;

Q = kapasitas refrijerasi (= 100 TR = 332000 kcal/hr)

RE = efek refrijerasi ( 7.9 kcal/kg)

Maka :

$$G = \frac{332000}{7.91} = 41972.19 \text{ kg/hr}$$

2. Volume langkah torak (m<sup>3</sup>/hr)

$$V = G.v_{g3} \quad (4.11)$$

Dengan ;

$$V_{g3} = \text{Volume spesifik uap refrijeran (0.6 m}^3/\text{kg)}$$

Maka :

$$\begin{aligned} V &= 41972.19 \times 0.6 \\ &= 25183.31 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

3. Diameter silinder

$$V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times z \times n \times 60 \text{ (m}^3/\text{hr)} \quad (4.12)$$

Dengan :

D = diameter silinder (m)

L = panjang langkah torak (m)

$$= (0.5 - 1.5)D$$

z = jumlah silinder (4)

n = jumlah putaran poros (1000 rpm)

maka :

$$25183.31 = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times (1)D \times 4 \times 1000 \times 60 \text{ (m}^3/\text{hr)}$$

$$25183.31 = \frac{\pi}{4} \times D^3 \times 4 \times 1000 \times 60 \text{ (m}^3/\text{hr)}$$

$$D^3 = \frac{25183.31}{\frac{\pi}{4} \times 4 \times 1000 \times 60}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{25183.31}{\frac{\pi}{4} \times 4 \times 1000 \times 60}}$$

$$= 0.113 \text{ m} = 113 \text{ mm}$$

3. Tebal dinding silinder ( $T_s$ )

$$T_s = \frac{P_{tp} \times D_s}{2 \times \sigma_{tr}} + a_n \quad (4.13)$$

Dengan ;

$P_{tp}$  = Tekanan gas dalam silinder ( $\text{kg/cm}^2$ )

$\sigma_{tr}$  = Tegangan tarik bahan ( $\text{kg/cm}^2$ )

$a_n$  = Faktor yang ditambahkan karena ketidak telitian pengerjaan berkisar antara 0.5 – 1.2 cm, diambil 0.8 cm

$$\begin{aligned} T_s &= \frac{17.7 \times 11.3}{2 \times 175} + 0.8 \\ &= 1.37 \text{ cm} = 13.71 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Tebal kepala silinder. ( $T_{ks}$ )

$$T_{ks} = D_s \times \frac{0.1 \times P_{tp}}{\sigma_{ts}} \quad (4.14)$$

Dengan ;

$D_s$  = diameter silinder (cm)

$P$  = tekanan kompresor ( $\text{kg/cm}^2$ )

$\sigma_{ts}$  = tegangan tarik bahan silinder ( $\text{kg/cm}^2$ )

$$\begin{aligned} T_{ks} &= 11.3 \times \frac{0.1 \times 17.7}{200} \\ &= 0.10 \text{ cm} = 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

## 5. Panjang clearance

$$C = 0.005 \times L_{st} + 0.5 \quad (4.15)$$

Dengan ;

$$Lst = \text{stroke of the piston } (0.8) \times Ds = 90.4$$

$$C = (0.005 \times 90.4) + 0.5$$

$$= 0.952 \text{ mm}$$

#### 6. Panjang langkah torak (Ltk)

$$Ltk = (0.8 - 1.5) \times Ds \quad (4.16)$$

$$= 1 \times 113$$

$$= 113 \text{ mm}$$

#### 7. Panjang torak(Lt)

$$Lt = (0.8 \times 1.5) \times Ds$$

$$= 0.8 \times 113$$

$$= 90.4 \text{ mm}$$

Panjang silinder (Ls) merupakan penjumlahan dari panjang clearance ditambah dengan panjang langkah torak dan ditambah panjang torak.

$$Ls = C + Ltk + Lt \quad (4.17)$$

$$Ls = 0.952 + 113 + 90.4$$

$$= 204.35 \text{ mm}$$

$$= 205 \text{ mm}$$

#### 8. Kecepatan torak rata-rata (Vtr)

$$Vtr = \frac{Lt \times N}{60} \quad (4.18)$$

Dengan ;

$$Lt = \text{Panjang langkah torak (m)}$$

$$= \text{Putaran mesin (rpm)}$$



$$V_{tr} = \frac{0.113 \times 1000}{60} = 1.8 \text{ m/s}$$

Kecepatan rata-rata memenuhi syarat 1,5 – 5 m/s berarti perancangan aman.

#### 9. Diameter torak (Dt)

$$D_t = D_s + C_r \quad (4.19)$$

$$C_r = \text{clearance radial}$$

$$= 0.0035 \times D_s$$

$$= 0.0035 \times 113$$

$$= 0.396 \text{ mm}$$

maka

$$D_t = 113 - 0.396 = 112.604 \text{ mm}$$

#### 10. Tebal kepala torak (Tkt)

$$T_{kt} = 0.43 \times D_s \times \sqrt{\frac{0.1 \times P_{tp}}{\sigma_{tt}}} \quad (4.20)$$

Dengan

$$D_t = \text{Diameter torak}$$

$$\sigma_{tt} = \text{Tegangan yang diijinkan antara } 350 - 560 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{tp} = \text{Tekanan gas dalam silinder}$$

$$T_{kt} = 0.43 \times 11.26 \times \sqrt{\frac{0.1 \times 17.78}{350}}$$

$$= 0.345 \text{ cm}$$

$$= 3.45 \text{ mm}$$

### 4.1.3.2 Cincin torak

Cincin torak dipasang pada bagian torak yang beralur, cincin torak berfungsi untuk ;

- penyekat sehinggantekanan gas tidak bocor melalui celah antar dinding silinder bagian dalam dan torak
- mengatur jumlah pelumas pada dindinga silinder.

Jumlah cincin torak yang digunakan tergantung pada tekanan gas didalam silinder, untuk tekanan dibawah 5 atg menggunakan 2 – 4 buah cincin torak sedangkan untuk tekanan dibiatas 5 – 30 atg menggunakan 3 – 6 buah cincin torak. Bahan cincin torak adalah paduan *cronium* dan *molibdium* (JIS G 4106, SCM2), sifat mekanik dari bahan ini adalah sebagai berikut ;

Kekuatan lentur : 35 – 45 kg/cm<sup>2</sup>

Kekerasan brinell : 170 – 220 HB

#### 1. Tebal Radial Cincin Torak (Trt)

$$\begin{aligned} Trt &= \frac{Ds}{25} & (4.21) \\ &= \frac{113}{25} = 4.52 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### 2. Normal celah radial ring (Ncl)

$$Ncl = 0.0015 \times Dir \quad (4.22)$$

Dengan ;

$$\begin{aligned} Dir &= Ds - Trt \text{ (diameter dalam ring torak)} \\ &= 113 - 4.25 \\ &= 108.48 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}N_{cl} &= 0.0015 \times 108.48 \\ &= 0.162 \text{ mm}\end{aligned}$$

3. Kedalaman alur ring ( $H_{ar}$ )

$$\begin{aligned}H_{ar} &= N_{cl} + T_{rt} && (4.23) \\ &= 0.162 + 4.25 \\ &= 4.412 \text{ mm}\end{aligned}$$

4. Lebar alur ring ( $B_{ar}$ )

$$\begin{aligned}B_{ar} &= N_{cl} + H_{rt}(\text{lebar ring total}=3) && (4.24) \\ &= 0.162 + 3 \\ &= 3.162 \text{ mm}\end{aligned}$$

#### 4.1.3.3 Pena Torak.

Pena torak berfungsi sebagai penghubung torak dengan batang penggerak pena torak yang berbentuk silinder, pena torak bergerak bebas tetapi pada ujung-ujungnya dipasang ring pengunci. Bahan pena torak yang digunakan adalah Krom nikel (JIS G , SNC2) dengan sifat bahan adalah sebagai berikut ;

Kekuatan tarik	: 85 kg/cm
Kekuatan mulur	: 70 kg/cm <sup>2</sup>
Kekerasan brinell	: 248 – 302 HB
Diameter luar pena torak	: 10 mm
Diameter dalam pena torak	: 6 mm



1. Panjang pena torak ( $L_{pt}$ )

$$L_{pt} = \frac{L_1 + D_s}{2} \quad (4.25)$$

Dengan ;

$$\begin{aligned} L_1 &= 0.45 \times D_t \\ &= 0.45 \times 112.6 \\ &= 50.67 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_{pt} &= \frac{50.67 + 112.6}{2} \\ &= 81.63 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Gaya yang bekerja pada pena torak ( $P_{pt}$ )

$$\begin{aligned} P_{pt} &= A_t \times P_{pres} \quad (4.26) \\ &= (\pi/4)D_t^2 \times P_{pres} \end{aligned}$$

dengan ;

$$\begin{aligned} P_{pres} &= \text{tekanan dalam silinder (kg/cm}^2\text{)} \quad (4.27) \\ P_{pt} &= (\pi/4)11.26^2 \times 17.7 \\ &= 1761.65 \text{ kg} \end{aligned}$$

#### 4.1.3.4 Batang penguat

Batang penguat berfungsi sebagai penghubung torak dengan poros engkol.

Batang torak mengubah gerakan rotasi menjadi gerakan rotasi menjadi gerakan taranlasi pada torak. Bahan yang digunakan adalah baja karbon tempa JIS G 3210, SF 50 atau ASTM A105

Kekuatan tarik 45 – 60 kg/mm<sup>2</sup>.

Jari – jari engkol (re) = 35 mm

1. Panjang batang penguat

$$\begin{aligned} L_{bp} &= (4s/d6) \times re & (4.28) \\ &= 6 \times 35 \\ &= 175 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### 4.1.3.5 Poros engkol.

Poros engkol berfungsi untuk meneruskan tenaga rotasi dari poros motor untuk diubah menjadi tenaga translasi bolak-balik dengan batang penggerak. Bahan yang digunakan mempunyai spesifikasi sebagai berikut ;

Bahan : JIS G 4501, S45C

Kekuatan tarik : 50 – 60 kg/mm<sup>2</sup>

1. diameter poros engkol

$$D_{pe} = 0.15 \times D_s \sqrt{P_{tp}} \quad (4.29)$$

Dengan ;

$D_s$  = diameter silinder (cm)

$P_{tp}$  = tekanan gas buang (kg/cm<sup>2</sup>)

$$\begin{aligned} D_{pe} &= 0.15 \times 11.3 \sqrt{17.7} & (4.30) \\ &= 7.13 \text{ cm} \\ &= 72 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Tebal engkol

$$a_e = (0.5s/d0.7) \times D_{pe} \quad (4.31)$$

$$a_e = 0.6 \times 72$$

$$= 43.2 \text{ mm}$$

3. Lebar engkol ( $b_e$ )

$$b_e = 1.25 \times D_{pe} \quad (4.32)$$

$$b_e = 1.25 \times 72$$

$$= 90 \text{ mm}$$

4. jari-jari filet ( $r_f$ )

$$r_f = \frac{D_{pe}}{15} \quad (4.33)$$

$$= \frac{72}{15}$$

$$= 4.8 \text{ mm}$$

$$= 5 \text{ mm}$$

#### 4.1.3.6 Katub

Katub pada kompresor berfungsi sebagai pengatur keluar masuknya gas refrijeran didalam silinder.

Katub harus memenuhi persyaratan sebagai berikut :

1. Tahanan/hambatanya pada katub kecil.
2. Dapat menutup rapat.
3. Dapat bekerja secara halus dan statis.

Menurut cara kerja katub dibedakan menjadi 2 yaitu :

1. katub otomatis

Katup otomatis dapat bekerja secara otomatis berdasarkan perbedaan tekanan pada kedua sisi katub.

2. katub mekanis.

Katub ini digerakan oleh peralatan lain yang dihubungkan dengan engkol atau pada torak.

#### 4.1.3.7 Motor penggerak kompresor

Motor penggerak kompresor berfungsi sebagai penggerak poros kompresor, dengan transmisi puli, maupun secara langsung disambungkan pada satu poros motor. Kompresor hermetik merupakan kompresor yang berada pada satu casing dengan motor listrik penggerak dan pada poros yang sama.

1. Daya untuk mengerakan kompresor ( $W_k$ )

$$W_k = \frac{Ps}{\eta_t \times \eta_m} \quad (4.34)$$

Dengan ;

$Ps$  = daya memutar poros

$\eta_t$  = efisiensi transmisi (0.92 – 0.98) diambil 0.95

$\eta_m$  = efisiensi mekanik (0.8 – 0.98) diambil 0.90

$$\begin{aligned} W &= \frac{73.02}{0.95 \times 0.90} \\ &= 85.41 \text{ kW} \end{aligned}$$

3. Viskositas minyak pelumas pada kompresor ( $v$ )

$$v = \frac{100}{V_{ir} \times 0.4} \quad (4.35)$$

Dengan ;

$$V_{tr} = \frac{\pi \times Dp \times n}{60 \times 1000} \quad (4.36)$$

$V_{tr}$  = kecepatan rata-rata torak pada kompresor dalam per detik

$D_p$  = Diameter poros penggerak.

$n$  = putaran poros motor.

$$V_{tr} = \frac{\pi \times 30 \times 1000}{60 \times 1000} = 1.57 \text{ m/s}$$

Maka ;

$$v = \frac{100}{1.57 \times 0.4} \\ = 159.24 \text{ kg/s.m}$$

Untuk menghindari kerusakan kompresor karena adanya gesekan bagian-bagian yang berputar dan bergerak serta panas yang berlebihan yang ditimbulkan karena gesekan bagian bagian tersebut, jika pelumasan baik maka akan umur kompresor akan menjadi lama, karena keausan akibat gesekan dapat diminimalkan. Persyaratan minyak pelumas yang baik untuk kompresor adalah sebagai berikut ;

1. mempunyai titik beku yang baik.
2. Mempunyai titik didih yang tinggi sehingga mempunyai stabilitas thermal yang baik.
3. Mempunyai kekentalan yang cukup baik.
4. Dapat dipisahkan dengan mudah dari refrigeran tanpa reaksi kimia
5. Tidak mudah membentuk emulsi.
6. Tidak bersifat oksidator dan bersifat isolator listrik yang baik.



7. Tidak bersifat sebagai oksidator dan bersifat isolator yang baik
8. Kemurnian tinggi.

## **4.2. Pemilihan dan Perancangan Kondenser**

### **4.2.1 Pemilihan Kondenser**

Kondenser adalah suatu alat yang berfungsi untuk memindahkan panas dari sistem refrijerasi ke media pendingin (dalam hal ini air) sehingga timbul pengembunan pada uap refrijeran dan berubah bentuknya menjadi cairan refrijeran. Jumlah panas yang dibuang oleh kondenser ke media pendinginya merupakan jumlah panas yang diterima dari evaporator dan juga panas akibat kompresi. Kerja kompresi tiap satuan kapasitas pendingin (Btu/hr) tergantung pada kompresi ratio. Beban panas di kondenser tergantung pada kondisi sistem pendinginnya.

Pada unit AC ini menggunakan *water cooled condenser* jenis *shell and tube* (tabung dalam pipa) sehingga bisa dibersihkan dengan cara disirkulasikan dengan bahan kimia atau secara mekanis. Pada kondenser dilengkapi dengan *pressure relife vale*.

### **4.2.2 Perancangan Kondenser**

Data perancangan kondenser adalah ;

Temperatur air masu kondenser (Ta1) = 30°

Temperatur air keluar kondenser(Ta2) = 35°

Selisih temperatur  $\Delta T$  = 5°

Temperatur refrijeran dalam kondenser (Tr) = 45°

## 1. Beda temperatur rata-rata log (LMTD)

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{(T_r - T_{a1}) - (T_r - T_{a2})}{\ln \frac{(T_r - T_{a1})}{(T_r - T_{a2})}} & (4.37) \\
 &= \frac{(45 - 30) - (45 - 35)}{\ln \frac{(45 - 30)}{(45 - 35)}} \\
 &= 12.32^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

## 2. Temperatur air rancangan (Tar)

$$\begin{aligned}
 T_{ar} &= T_r - LMTD \\
 &= 45 - 12.32 \\
 &= 32.68^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

data dimensi dari kondenser :

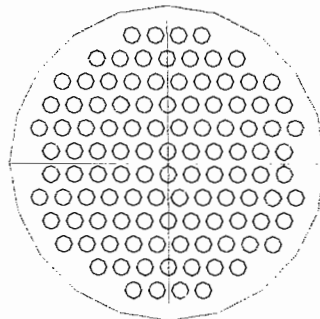
Bahan pipa kondenser: JIS H6306

Diameter luar pipa tembaga (do) : 19.05 mm

Diameter dalam pipa tembaga (di) : 17.85 mm

Konduktivitas panas pipa tembaga (K<sub>tem</sub>) : 390 W/m°C

Tebal dinding pipa tembaga (h) : 1.2 mm



**Gambar 4.2** Penampang kondenser pipa dan tabung

- Jarak antar pipa ( $a_p$ ) : 7 mm  
Jumlah haluan ( $n_{hi}$ ) : 2  
Jumlah pipa tiap haluan ( $n_s$ ) : 55 buah  
Jumlah pipa seluruhnya ( $n_s$ ) : 110 buah

3. Kalor yang dilepaskan kondenser :

$$Q_{con} = B_{pt} \times RPK \quad (4.38)$$

Dengan :

RPK = Perpindahan panas yang terjadi pada sisi dalam pipa (237.04 Btu/Ton.min)

$B_{pt}$  = beban pendinginan total satu paket (50 TR)

$$\begin{aligned} Q_{con} &= 50 \times 237.04 \\ &= 11852 \text{ Btu/min} \\ &= 355560 \text{ Btu/h} \\ &= 208.42 \text{ kW} \end{aligned}$$

data karakteristik freon 22 pada suhu 45°C seperti pada tabel lampiran ;

- Rapat massa refrijeran ( $\rho_r$ ) : 1.113 kg/m<sup>3</sup>  
Kalor penguapan laten refrijeran : 162.132 J/kg  
Daya hantar refrijeran ( $k_r$ ) : 0.0779 W/mC  
Viskositas refrijeran ( $\mu_r$ ) : 0.000180 pa.det.

Data karakteristik air pada suhu 32°C (lampiran) didapatkan

- Kalor jenis air ( $C_p$ ) : 4.19 kJ/kg°C  
Densitas air ( $\rho_a$ ) : 1.000 kg/m<sup>3</sup>  
Viskositas air ( $\mu_a$ ) : 0.000773 kg/m.s  
Konduktivitas panas ( $k_a$ ) : 5.5

4. Jumlah rata-rata pipa dalam baris tegak ( $N_p$ )

$$\begin{aligned} N_p &= \frac{N_s}{N_v} & (4.39) \\ &= \frac{110}{31} \\ &= 3.55 \end{aligned}$$

5. Koefisien pengembunan diluar pipa ( $h_{qp}$ )

$$\begin{aligned} h_{qp} &= 0.725 \left[ \frac{\rho_r^2 \times k_r^3 \times h_{fg}}{\mu_r \times N \times d_o \times \Delta T} \right]^{1/4} & (4.40) \\ &= 0.725 \left[ \frac{1113 \times 0.0779 \times 162.132}{0.000172 \times 3.55 \times 0.01785 \times 5} \right]^{1/4} \\ &= 1481.20 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

6. Tahanan logam pipa tembaga ( $h_p$ )

$$\begin{aligned} h_p &= \frac{x A_a}{k A_m} & (4.41) \\ h_p &= \frac{(0.01905 - 0.01785)/2}{390} \times \frac{19.05}{(17.85 + 19.05)} \\ &= 0.000001953 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

satu nilai yang dapat diabaikan jika dibandingkan dengan tahanan lainnya.

Faktor pengotoran ( $\frac{1}{h_{ff}} = 0.000176 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$ )

Laju aliran kalor yang dibutuhkan untuk membawa kalor keluar dari kondenser dengan kenaikan suhu dari 30 menjadi 35 °C

7. Laju aliran massa ( $M_a$ )

$$\begin{aligned}
 M_a &= \frac{Q_{con}}{C_p \times \Delta T} & (4.42) \\
 &= \frac{208.42}{4.19 \times (35 - 30)} \\
 &= 9.95 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

9. Laju aliran massa volume ( $Q_a$ )

$$\begin{aligned}
 Q_a &= \frac{M_a}{\rho_a} & (4.43) \\
 &= \frac{9.95}{1000} \\
 &= 0.00995 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

10. Kecepatan air melalui pipa kondenser ( $v_a$ )

$$V_a = \frac{Q_a}{n_{ph} \times \frac{\pi}{4} \times d_1^2} \quad (4.44)$$

Dengan ;

$n_{ph}$  = jumlah pipa tiap haluan.

$d_1$  = diameter dalam pipa (m)

$Q_a$  = laju aliran massa

$$\begin{aligned}
 V_a &= \frac{0.00995}{55 \times \frac{\pi}{4} \times 0.01785^2} & (4.45) \\
 &= 0.67 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

11. Reynold numbers (Re)

$$\text{Re} = \rho_a v_a \frac{d_1}{\mu_a} \quad (4.46)$$

$$= 995.3 \times 0.67 \frac{0.01785}{0.000773}$$

$$= 15350.058$$

Menurut Mc Adam, jika angka reynold berkisar antara  $3000 < Re < 3.000.000$  atau menurut stover angka reynold berkisar  $4000 < Re < 1000000$  termasuk aliran turbulen.

#### 12. Angka Nuselt (Nu)

$$\text{Untuk evaporasi : } Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3}$$

$$\text{Untuk kondensasi : } Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 \times 15350.058^{0.8} \times 5.5^{0.4}$$

$$= 101.568$$

#### 13. Koefisien perpindahan panas dari pipa ( $h_a$ )

$$h_a = \frac{Nu \times k_a}{d_i} \quad (4.47)$$

$$= \frac{101.568 \times 0.617}{0.01785}$$

$$= 3510.814 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

#### 14. Tahanan panas pipa untuk setiap satuan panjang pipa ( $R_{pr}$ )

$$R_{pr} = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \times \pi \times ki} \quad (4.48)$$

$$= \frac{\ln \frac{0.009525}{0.008925}}{2 \times \pi \times 390}$$

$$= 0.0000266$$

15. koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U_o$ )

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_{rp}} + (R \times A_o) + \frac{A_o}{h_{ff}} + \frac{A_o}{h_a \times A_i} \quad (4.49)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{1}{1481.2} + 0.00001953 + \frac{0.01905}{0.01785} \times 0.000176 + \frac{0.01905}{0.01785 \times 15350.058} \\ &= 7.48 \times 10^{-4} \\ &= 1336.127 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

16. Luas permukaan luar pipa kondenser total ( $A_{kt}$ ).

$$\begin{aligned} A_{kt} &= \frac{Q_c}{U_c \times LMTD} \quad (4.50) \\ &= \frac{208.42 \times 1000}{1336.127 \times 12.32} \\ &= 12.67 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

17. Panjang pipa kondenser.

$$\begin{aligned} L_k &= \frac{A_{kt}}{N_s \times \pi \times d_o} \quad (4.51) \\ &= \frac{12.67}{110 \times \pi \times 0.01905} \\ &= 1.88 \text{ m} \\ &= 1880 \text{ mm} \end{aligned}$$

18. Luas permukaan bagian dalam pipa kondenser total ( $A_{it}$ )

$$\begin{aligned} A_{it} &= \pi \times d_i \times l_p \times N_s \quad (4.52) \\ &= \pi \times 0.01785 \times 1.880 \times 110 \\ &= 11.64 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

19. panjang pipa kondenser total ( $l_{kt}$ )]

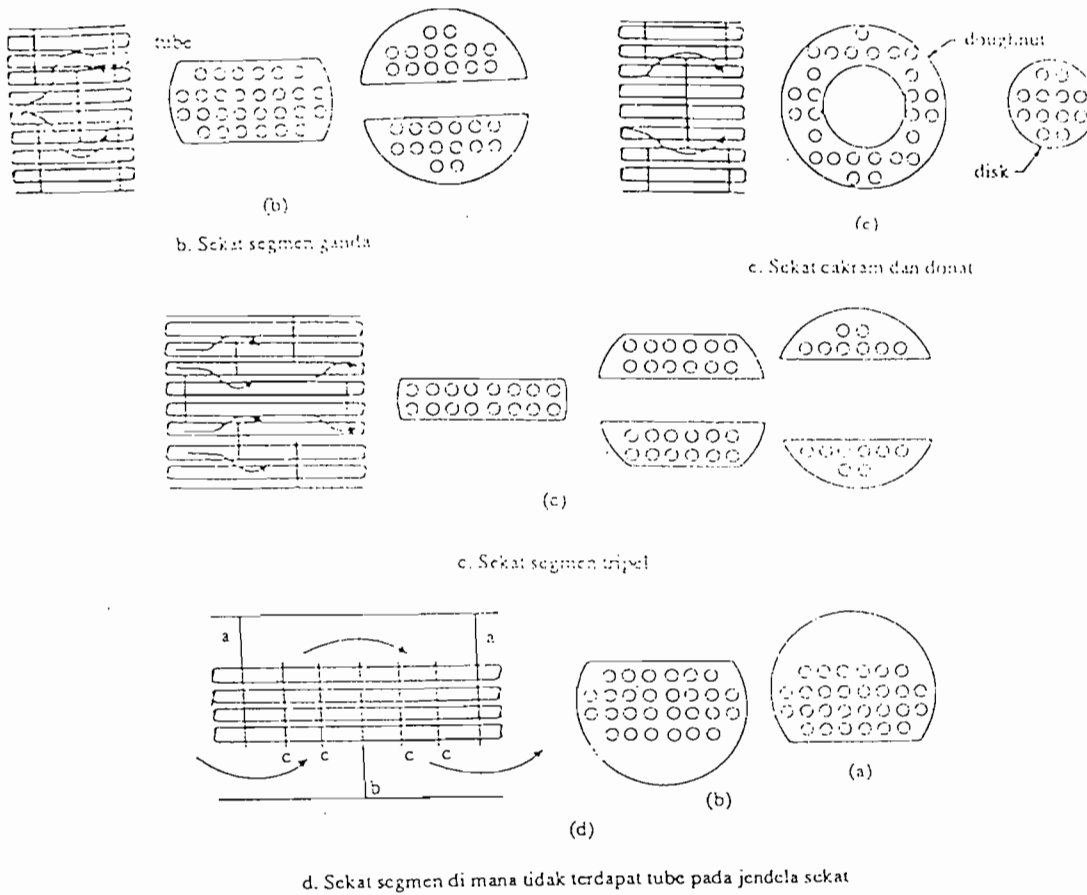
$$\begin{aligned}l_{kt} &= N_s \times L_k && (4.53) \\&= 110 \times 1.88 \\&= 206.8 \text{ m}\end{aligned}$$

#### 4.2.3 Penurunan tekanan

Selama fluida mengalir didalam pipa kondenser akan terjadi penurunan tekanan baik pada pipa lurus atau pipa pada belokan. Penurunan tekanan juga disebabkan karena adanya pemasangan *baffle* yang berfungsi sebagai pengontrol dan mengarahkan aliran refrijeran diluar pipa, selain itu *baffle* juga berfungsi sebagai penahan pipa dari terjadinya getaran pada pipa. Pada bagian atas dan bawah sengaja dipotong secara bergantian atas bawah. Fungsi dari pemotongan adalah mencegah terjadinya penumpukan kotoran pada tabung. Pada sisi masuk refrijeran pada tabung juga dipasang sekat (*impingement baffle*).

Pemasangan sekat dimaksud mencegah kecepatan tinggi dari aliran cair refrijeran masuk kedalam tabung serta mendistribusikan aliran refrijeran disekeliling pipa. Sekat *impingement* berbentuk batangan rol sehingga didistribusikan lebih merata karena pipa yang berada dibagian bawah sekat juga terkena refrijeran masuk kedalam tabung. Karena penurunan tekanan pada pipa lurus didalam sebuah kondenser besarnya 50 – 80 % dari penurunan tota, maka data experiment ataupun dari katalog yang menyatakan penurunan tekanan sebagai fungsi laju aliran sangat diperlukan.





**Gambar 4.3** Macam-macam *Baffle*

Sumber : Tunggul M Sitompul, Alat Penukar Kalor, Raja Grafindo Persada hal 85

1. Faktor gesekan yang disebabkan oleh air pada bagian dalam pipa ( $f_a$ )

$$\begin{aligned}
 f_a &= \frac{1}{(1.83 \times \log R_e n - 1.64)^2} & (4.54) \\
 &= \frac{1}{(1.83 \times \log 15350.058 - 1.64)^2} \\
 &= 0.046
 \end{aligned}$$

Penurunan tekanan air pada pipa kondenser ( $\Delta P_a$ )

$$\Delta P_a = f_a \times \frac{l_{pt}}{d_1} \times \frac{v_a^2}{2g} \times \rho_a & (4.55)$$

$$\begin{aligned} &= 0.046 \times \frac{206.8}{0.01785} \times \frac{0.67^2}{2.10} \times 995.3 \\ &= 11921.46 \text{ kg/m}^2 \\ &= 11.923 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Perancangan juga harus memeriksa penurunan tekanan refrijeran didalam kondenser untuk mengetahui bahwa penurunan tekananya tidak melebihi nilai tertentu.

## 2. Penurunan pada sisi refrijeran

Penurunan tekanan yang mengalir melalui tabung dengan melintasi bundel bundel pipa juga mempersulit untuk upaya perancangan secara analitik. Tetapi bila diperoleh titik experimental untuk satu laju alir, maka perancangan penurunan tekanan pada laju alir tertentu dapat dapat dilakukan dengan lebih cermat. Seperti gambar menunjukkan penurunan tekanan yang diambil dari katalog jenis pipa dan tabung. Laju aliran refrijeran dalam penurunan temperatur dari 55°C menjadi 40°C seperti pada persamaan 4.42

$$\begin{aligned} M_{rk} &= \frac{Q_{con}}{C_p \times \Delta T} & (4.46) \\ &= \frac{208.42}{1.02 \times (55 - 40)} \\ &= 13.62 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

laju aliran massa volume ( $Q_{rk}$ )

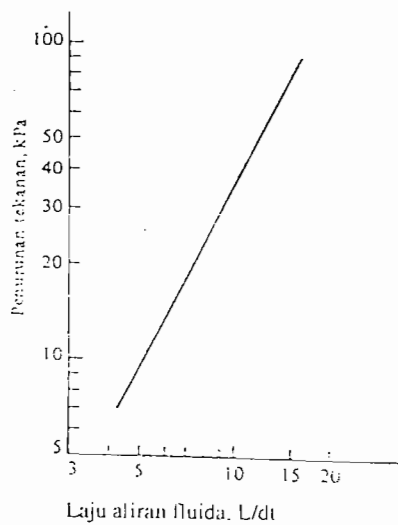
$$Q_{rk} = \frac{M_{rk}}{\rho_{rk}}$$

$$= \frac{13.62}{1000}$$

$$= 0.01362 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 13.62 \text{ L/s}$$

Dengan melihat gambar 4.4 maka dapat diketahui penurunan tekanan sekitar 15 kPa



**Gambar 4.4 Penurunan tekanan fluida yang mengalir dalam tabung (diluar pipa kondenser)**

### 4.3 Perancangan katub ekspansi.

Katub ekspansi berfungsi untuk mengekspansikan secara adiabatik cairan refrijeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah. Selain itu juga untuk mengatur jumlah refrijeran yang masuk kedalam evaporator agar sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani oleh evaporator tersebut.

Pada perancangan ini akan digunakan katub ekspansi *thermal expansion* dengan *external equalizer*. pertimbangan dalam memilih jenis ini adalah ;

- katub jenis ini bekerja secara otomatis.
- Dapat digunakan pada beban pendinginan kecil maupun besar.
- Konstruksi sederhana
- Mudah dalam perawatan dan pemasangan, namun harganya mahal.

Data data perancangan adalah sebagai berikut ;

Bahan pipa : baja (JIS 3454)

Diameter luar pipa : 0.0427 m

Diameter dalam pipa : 0.031 m

Laju aliran refrijeran : 0.62 kg/s

Viskositas refrijeran pada kondenser : 0.000180 Pa.det

Densitas refrijeran pada kondenser : 1113 kg/m<sup>3</sup>

1. Kapasitas aliran refrijeran dalam pipa ( $Q_r$ )

$$\begin{aligned} Q_r &= \frac{M_r}{\rho_r} \\ &= \frac{0.62}{1113} = 5.6 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

2. luas penampang bagian dalam ( $A_i$ )

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{\pi \times D_i^2}{4} \\ &= \frac{\pi \times 0.0391^2}{4} \\ &= 0.00012 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. laju aliran massa refrijeran dalam pipa ( $V_{rf}$ )

$$\begin{aligned} V_{rf} &= \frac{M_r}{A_i} \\ &= \frac{0.62}{0.00012} \\ &= 5116.67 \text{ kg/m}^2\text{s} \end{aligned}$$

4. Bilangan reynold ( $R_{ex}$ )

$$\begin{aligned} R_{ex} &= \frac{V_{rf} \times D_i}{\mu_o} \\ &= \frac{5116.67 \times 0.0391}{0.000180} \\ &= 1122315.54 \end{aligned}$$

$3000 < R_{ex} < 30000000$  termasuk aliran turbulen menurut Mc Adam

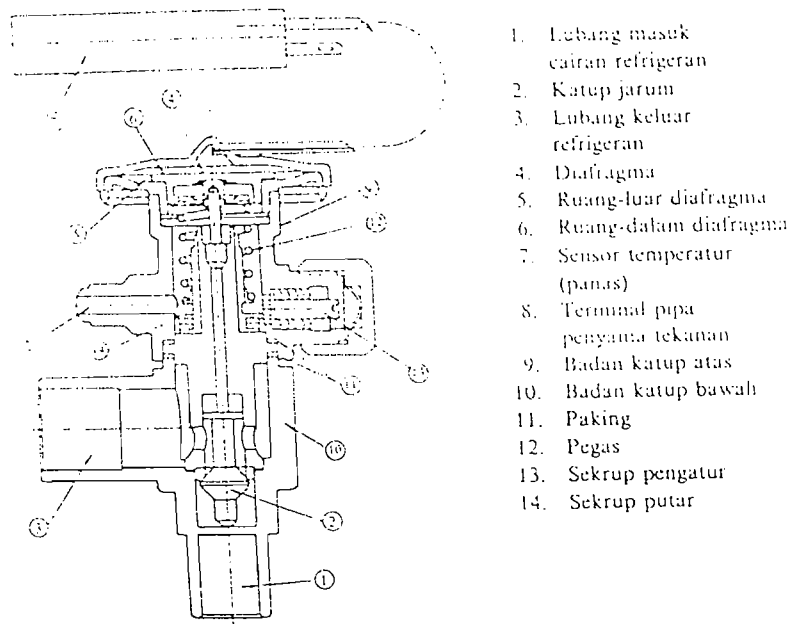
5. Perbedaan tekanan ( $\Delta P$ )

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_k - P_e \\ &= 17.7 - 6.03 = 11.67 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

dengan ;

$P_k$  = tekanan pada kondenser

$P_e$  = tekanan pada evaporator



1. Lubang masuk cairan refrigeran
2. Katup jarum
3. Lubang keluar refrigeran
4. Diafragma
5. Ruang-luar diafragma
6. Ruang-dalam diafragma
7. Sensor temperatur (panas)
8. Terminal pipa penyanta tekanan
9. Badan katup atas
10. Badan katup bawah
11. Paking
12. Pegas
13. Sekrup pengatur
14. Sekrup putar

**Gambar 4.5 penampang katub ekspansi**

6. Luas penampang orifice ( $A_{or}$ )

$$\begin{aligned}
 A_{or} &= \frac{Q_r}{C \times \frac{2 \times \Delta P}{\rho_r}} \\
 &= \frac{5.6 \times 10^{-4}}{0.7 \times \frac{2 \times 11.67}{1113}} \\
 &= 0.00172 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Dengan;

$C$  ; kontanta (0.7)

7. Diameter orifice ( $D_{or}$ )

$$\begin{aligned} D_{or} &= \sqrt{\frac{4 \times A_{or}}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 0.00171}{\pi}} \\ &= 0.047 \text{ m} \end{aligned}$$

#### 4.4 Perancangan Evaporator

Evaporator atau *cooling coil* adalah suatu peralatan penyerap panas dari ruangan yang akan dikondisikan, setelah diserap udara panas tersebut akan dilewatkan pada koil pendingin yang kemudian akan menjadi udara yang telah dikondisikan.

Dalam perancangan evaporator hal hal yang perlu diperhatikan adalah penurunan tekanan (*pressure drop*) pada pipa evaporator dan panjang pipa yang dibutuhkan juga karena pengaruh gas refrijeran dalam pipa. Bahan pipa yang digunakan adalah pipa tembaga dengan pertimbangan;

- tahan terhadap korosi
- konduktivitas thermal tinggi
- mudah dibentuk dan dikerjakan, tetapi harganya agak mahal dibandingkan dengan logam lainnya.

Data-data perancang evaporator adalah sebagai berikut ;

- tekanan evaporator ( $P_e$ ) = 84.67 Psia = 6.03 kg/cm<sup>2</sup>
- beban pendinginan (TR) = 50 TR = 175.8 kW
- temperatur refrijeran di evaporator ( $T_r$ ) = 5°C

Galleria Mall Air Conditioning

- temperatur udara masuk evaporator  $= (T_{me}) = 35^{\circ}\text{C}$
- temperatur udara keluar evaporator  $= (T_{ke}) = 20^{\circ}\text{C}$
- efek refrijeran = 69.11 Btu/lb
- bahan pipa : tembaga (jis H 3606)
- konduktivitas panas bahan  $(k_t) = 390 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$
- diameter pipa  $(d_o) = 12.7 \text{ mm}$
- diameter dalam pipa  $(d_i) = 11.7 \text{ mm}$
- tebal pipa  $(t_p) = 1 \text{ mm}$
- jumlah baris pipa  $(n_{bp}) = 4$  buah
- jumlah total pipa  $(n_{tp}) = 120$  buah
- jarak antar pipa  $(S_{ap}) = 13.2 \text{ mm}$

karakteristik freon 22 pada suhu  $5^{\circ}\text{C}$  adalah ;

- densitas uap refrijeran  $(\rho_r) = 24,78 \text{ kg/m}^3$
- Densitas cair refrijeran  $(\rho_{cr}) = 1267.36 \text{ kg/m}^3$
- Viskositas refrijeran  $(\mu_r) = 0.000230 \text{ Pa.s}$
- Konduktivitas thermal refrijeran  $(k_r) = 0.1 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$
- Kalor spesifik refrijeran  $(C_p) = 0.94 \text{ kJ/kg}$ .
- Angka prandtl  $(P_r) = 3.7$
- Entalphi gas dikurangi enthalphi cair  $(h_{fg}) = 201.244 \text{ j/kg}$ .

Karakteristik udara pada suhu  $35^{\circ}\text{C}$  ;

- densitas udara  $(\rho_u) = 1.146 \text{ kg/m}^3$
- viskositas kinematik udara  $(\mu_r) = 1.88 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- konduktivitas thermal udara  $(k_u) = 0.026 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$



- Kalor spesifik udara ( $C_p$ ) = 1.006 kJ/kg

Karakteristik dari sifat udara

1. Laju aliran massa udara ( $M_{ud}$ )

$$\begin{aligned} M_a &= \frac{Q_e}{C_p \times \Delta T} \\ &= \frac{175.8}{1.006 \times (35 - 20)} \\ &= 11.650 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

2. Laju aliran massa volume udara ( $Q_u$ )

$$\begin{aligned} Q_a &= \frac{M_u}{\rho_u} \\ &= \frac{11.650}{1.146} \\ &= 10.17 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

kecepatan udara berkisar antara 1 – 3 m/s, diambil rata rata kecepatan 2 m/s

3. Reynold numbers (Re)

$$\begin{aligned} Re &= \rho_a v_a \frac{d_1}{\mu_a} \\ &= 1.146 \times 2 \frac{0.0117}{1.88 \times 10^{-5}} \\ &= 1426.68 \end{aligned}$$

Menurut Mc Adam, jika angka reynold berkisar antara  $Re < 3000$  atau menurut stover angka reynold berkisar  $Re < 4000$  aliran laminar.

4. Angka Nuselt (Nu)

Untuk evaporasi :  $Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3}$

Untuk kondensasi :  $Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$

$$\begin{aligned} Nu &= 0.023 \times 1426.68^{0.8} \times 0.706^{0.3} \\ &= 6.92 \end{aligned}$$

5. Koefisien perpindahan panas udara dari pipa ( $h_u$ )

$$\begin{aligned} h_a &= \frac{N_u \times k_a}{d_i} \\ &= \frac{6.92 \times 0.026}{0.0127} \\ &= 14.17 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Karakteristik dari sifat refrijeran.

6. Laju aliran massa refrijeran ( $M_{ref}$ )

$$\begin{aligned} M_a &= \frac{Q_{ref}}{C_p \times \Delta T} \\ &= \frac{175.8}{1.006 \times (20 - 5)} \\ &= 11.650 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

7. Laju aliran massa volume refrijeran ( $Q_u$ )

$$\begin{aligned} Q_a &= \frac{M_r}{\rho_r} \\ &= \frac{11.650}{1267.6} \\ &= 0.00919 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

8. Kecepatan refrijeran melalui pipa evaporator ( $v_a$ )

$$V_a = \frac{Q_a}{n_{ph} \times \frac{\pi}{4} \times d_1^2}$$

$$V_a = \frac{0.00919}{30 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0117^2}$$

$$= 2.85 \text{ m/s}$$

## 9. Reynold numbers (Re)

$$Re = \rho_a v_a \frac{d_i}{\mu_a}$$

$$= 1267.6 \times 2.85 \frac{0.0117}{0.000230} = 183820.16$$

Menurut Mc Adam, jika angka Reynold berkisar antara  $3000 < Re < 3000000$  maka aliran tersebut adalah turbulen.

## 10. Angka Nuselt (Nu)

$$\text{Untuk evaporasi : } Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3}$$

$$\text{Untuk kondensasi : } Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 \times 183820.16^{0.8} \times 3.7^{0.3}$$

$$= 554.25$$

11. Koefisien perpindahan panas refrijeran dari pipa ( $h_r$ )

$$h_r = \frac{N_r \times k_r}{d_i}$$

$$= \frac{554.25 \times 0.1}{0.0117}$$

$$= 4737.15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

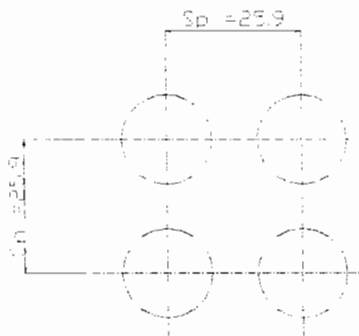
12. Jumlah rata rata pipa dalam baris tegak ( $N_{pe}$ )

$$N_{pe} = \frac{N_s}{N_p}$$

$$= \frac{30}{4}$$

$$= 7.5$$

13. Koefisien pengembunan diluar pipa ( $h_{rp}$ )



**Gambar 4.6 Susunan pipa evaporator**

a. Nusselt number

$$Nu = (C Re_{d_{mak}}^n Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4})$$

dengan

Konstanta yang diperlukan

$$\frac{S_p}{d} = \frac{25.9}{12.7} = 2.03, \quad \frac{S_n}{d} = \frac{25.9}{12.7} = 2.03$$

maka diperoleh harga C dan n berdasarkan tabel lampiran

$$C = 0.254 \quad n = 0.632$$

$$Nu = 0.254 \times (183820.16)^{0.632} \times 3.7^{0.36} \left( \frac{3.7}{0.698} \right)^{1/4}$$

$$= 1310.899$$



Maka perpindahan panas diluar pipa adalah

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{h_{rp} \times d}{k} \\ 1310.988 &= \frac{h_{rp} \times 0.0127}{0.1} \\ h_{rp} &= 10322.04 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

14. Tahanan logam pipa tembaga (hp)

$$\begin{aligned} \text{hp} &= \frac{x A_a}{k A_m} \\ \text{hp} &= \frac{(0.0127 - 0.0117)/2}{390} \times \frac{12.7}{(12.7 + 11.7)/2} \\ &= 0.0000013 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

Satu nilai yang dapat diabaikan jika dibandingkan dengan tahanan lainnya.

$$\text{Faktor pengotoran } \left( \frac{1}{h_{ff}} \right) = 0.000176 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

15. Koefisien perpindahan panas menyeluruh.

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{1}{h_{rp}} + \frac{1}{h_{pipa}} + \frac{A_o}{h_{ff}} + \frac{A_o}{h_r \times A_i} \\ \frac{1}{U_o} &= \frac{1}{10322.04} + 0.0000013 + \frac{0.0127}{0.0117} \times 0.000176 + \frac{0.0127}{0.0117 \times 4737.15} \\ &= 0.00042 \\ U_o &= 2380.95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

Dalam perancangan evaporator, udara yang dihembuskan tersebut berlawanan arah dengan arah aliran refrijeran, maka diagram *logaritmik mean overal temperatur difference (LMTD)* adalah :

$$\begin{aligned} LMTD &= \frac{(T_{u1} - T_r) - (T_{u2} - T_r)}{\ln \frac{(T_{u1} - T_r)}{(T_{u2} - T_r)}} \\ &= \frac{(30 - 5) - (20 - 5)}{\ln \frac{(35 - 5)}{(20 - 5)}} \\ &= 21.65^\circ\text{C} \end{aligned}$$

16. luas permukaan luar pipa evaporator total ( $A_{\text{tot}}$ )

$$\begin{aligned} A_{\text{kt}} &= \frac{Q_e}{U_o \times LMTD} \\ &= \frac{175.8 \times 1000}{2380.952 \times 21.65} \\ &= 3.39 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

17. Panjang pipa evaporator.

$$\begin{aligned} L_k &= \frac{A_{\text{kt}}}{N_s \times \pi \times d_o} \\ &= \frac{3.39}{(4 \times 30) \times \pi \times 0.0127} \\ &= 0.708 \text{ m} \\ &= 708 \text{ mm} \end{aligned}$$

18. Panjang pipa evaporator total ( $l_{\text{kt}}$ )

$$\begin{aligned} l_{\text{kt}} &= l_{\text{pe}} \times N_p \\ &= 0.708 \times 120 \\ &= 85.00 \text{ m} \end{aligned}$$

19. Lebar evaporator ( $h_{ev}$ )

$$\begin{aligned}h_{ev} &= (d_o \times N_b) + (4 \times S_{ap}) \\ &= (12.7 \times 4) + (4 \times 13.) \\ &= 127 \text{ mm}\end{aligned}$$

20. Tinggi evaporator ( $t_{ev}$ )

$$\begin{aligned}t_{ev} &= (d_o \times N_{pb}) + (N_{pb} + 1) \times S_{ap} \\ &= (12.7 \times 30) + (30 + 1) \times 13.2 \\ &= 790.2 \text{ mm}\end{aligned}$$

**4.5. Perancangan sirip (*fin*)**

Sirip terbuat dari bahan logam dengan daya hantar logam yang tinggi, sirip biasanya ditambahkan pada dinding bagian luar maupun dinding bagian dalam, sirip berfungsi untuk memperbesar luas penampang perpindahan kalor secara konveksi. Biasanya digunakan sebagai pendinginan atau pemanasan fluida yang mengalir. Semakin besar luas penampang sirip yang menempel pada bagian dinding semakin besar pula laju perpindahan panas konveksinya.

Diketahui dimensi sirip seperti dibawah ini :

Tebal sirip ( $t_s$ )	: 0.31 mm
Tinggi sirip dari permukaan luar pipa ( $h_s$ )	: 6.6 mm
Lebar sirip dari permukaan luar pipa ( $l_s$ )	: 6.6 mm
Jarak antar sirip ( $S_{as}$ )	: 3.175 mm

1. Jumlah sirip ( $N_s$ )

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{l_{pe}}{S_{as}} \\ &= \frac{708}{3.175} \\ &= 223 \text{ buah} \end{aligned}$$

2. Luas permukaan persatuan panjang pipa ( $A_s$ )

$$\begin{aligned} A_s &= N_s \times ((t_s \times l_s) \times 4 + (A_s - A_o) \times 2) \\ &= N_s \times (((t_s \times l_s) \times 4 + (l_s \times h_s) - (\frac{\pi}{4} \times d_o^2)) \times 2) \\ &= 223 \times (((0.31 \times 6.6) \times 4) + (20 \times 20) - (\frac{\pi}{4} \times 12.7)) \times 2) \\ &= 123.75 \text{ mm}^2/\text{pipa} \end{aligned}$$

3. Luas sirip total pada evaporator ( $A_{s \text{ tot}}$ )

$$\begin{aligned} A_{s \text{ tot}} &= A_s \text{ tot} \times N_{pe} \\ &= 0.00012 \times 120 \\ &= 0.01485 \text{ m}^2 \\ &= 1485 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

4. Luas permukaan pipa/meter panjang pipa merupakan luas total permukaan pipa bagian luar ( $A_{do}$ )

$$\begin{aligned} A_{do} &= \pi \times d_o \times l_{pe} - \pi \times d_o \times t_s \times N_s \\ &= (\pi \times 12.7 \times 708) - (\pi \times 12.7 \times 0.31 \times 223) \\ &= 25476.86 \text{ mm}^2 \\ &= 0.025 \text{ m}^2 \end{aligned}$$



5. Luas permukaan pipa bersirip/meter panjang pipa ( $A_{ta}$ )

$$\begin{aligned}A_{ts} &= A_s + A_{do} \\ &= 0.00012 + 0.06 \\ &= 0.025 \text{ m}^2\end{aligned}$$

6. Luas pipa evaporator bersirip.

$$\begin{aligned}A_{tots} &= A_{s \text{ tot}} + (A_{do} + N_s) \\ &= 0.01485 + (0.025 \times 223) \\ &= 5.58 \text{ m}^2\end{aligned}$$

7. Efisiensi keefektifan sirip adalah merupakan perbandingan antara laju perpindahan panas nyata dan yang dapat dipindahkan bila sirip berada pada temperatur ( $t$ ) pipa. (pada ketebalan pipa  $L_s$ )

$$M = \sqrt{\frac{h_f}{ky}}$$

Dengan ;

$M$  = distribusi suhu pada sirip

$h_f$  = Koefisien perpindahan panas ( $65 \text{ W/m}^2\text{C}$ )

$k$  = daya hantar bahan alumunium ( $202 \text{ W/m.C}$ )

$y$  = setengah ketebalan sirip ( $0.000151 \text{ m}$ )

maka ;

$$\begin{aligned}M &= \sqrt{\frac{65}{202 \times 0.000151}} \\ &= 46.16 \text{ m}^{-1}\end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}(r_e - r_i)M &= (0.0066 - 0.00635)46.16 \\ &= 0.012\end{aligned}$$

$$r_e/r_i = 6.6/6.35 = 1.04$$

Dari data perhitungan diatas dan melihat grafik keefektifan sirip gelang pada lampiran gambar 2, jari-jari dalam  $r_e$  m dan jari – jari dalam  $r_i$  m, maka keefektifan sirip sebesar  $(\eta_e) = 9.8 \%$

Pada perancangan ini digunakan pipa tembaga dengan diameter  $d_o = 12.7$  mm, menggunakan pipa tipe U standart dengan sudut  $180 = \frac{1}{2}$  in. konstruksinya evaporator yang dirancang terdiri dari 4 baris ( $N_b$ ) dan ketinggian pipa 30 baris ( $N_{pb}$ ).

#### 4.6 Penurunan tekanan pada evaporator.

Selama fluida mengalir didalam pipa evaporator, akan terjadi penurunan tekanan baik pada pipa lurus ataupun pada bagian pipa belokan U-nya, atau pada ujung penukar kalor. Sejumlah penurunan tekanan juga disebabkan oleh rugi-rugi pada saat masuk dan keluar. Karena penurunan tekanan pada pipa lurus didalam sebuah evaporator besarnya hingga 50 – 80 persen dari penurunan tekanan total, maka data eksperimental ataupun dari katalog yang menyatakan penurunan tekanan sebagai fungsi dari laju aliran sangat diperlukan. Faktor gesekan yang disebabkan oleh refrijeran ( $f_r$ ) dalam pipa seperti pada persamaan berikut ;

1. Faktor gesekan yang disebabkan oleh air pada bagian dalam pipa ( $f_a$ )

$$\begin{aligned} f_a &= \frac{1}{(1.83 \times \log R_e n - 1.64)^2} \\ &= \frac{1}{(1.83 \times \log 183820.160 - 1.64)^2} \\ &= 0.016 \end{aligned}$$

2. Penurunan tekanan air pada pipa kondenser ( $\Delta P_a$ )

$$\begin{aligned} \Delta P_a &= f_a \times \frac{l_{pt}}{d_1} \times \frac{v_a^2}{2g} \times \rho_a \\ &= 0.016 \times \frac{85}{0.0117} \times \frac{2.85^2 (1267.6 / 24.78)}{2.10} \\ &= 2425 \text{ kg/m}^2 \\ &= 2.425 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Perancangan juga harus memeriksa penurunan tekanan refrijeran didalam evaporator untuk mengetahui bahwa penurunan tekananya tidak melebihi nilai tertentu.

## BAB V

### PERANCANGAN KOMPONEN PENDUKUNG

Untuk mendukung kerja dari mesin pendingin dibutuhkan komponen komponen pendukung, komponen dibutuhkan untuk memaksimalkan kerja dari sistem pendingin komponen-komponen tersebut antara lain

1. Menara pendingin
2. Pompa kondenser.
3. Blower/ fan evaporator.
4. Saluran udara (*ducting*)

Dibawah ini akan dibahas pemilihan dan perancangan dari komponen pendukung tersebut dengan berbagai pertimbangan.

#### 4.1 Menara pendingin (*cooling tower*)

Menara pendingin merupakan alat yang digunakan untuk mengembalikan kondisi air yang keluar dari kondenser ke kondisi semula pada saat sebelum pada saat sebelum masuk kondenser. Pencerahan air pada menara pendingin dibuat terpecar, agar panas yang dikandung dapat diambil oleh udara yang mengalir dimenara pendingin. Menara pendingin mendinginkan air dengan mengontakan dengan udara sekitar lingkungan dan menguapkan sebagian air tersebut. Luas permukaan air yang dibentuk dengan menyemprotkan air melalui *nozel* atau memercikan air kebawah dari satu *baffle* ke *bafel* lainnya. Dalam perencanaan menara pendinginan tergantung dari :

1. beda suhu udara basah dengan udara kering.
2. Luas permukaan air dengan udara.
3. Kecepatan aliran air dengan udara.

Penurunan temperatur pada saat melewati menara (perbedaan air masuk dan keluar) disebut *tower range*. Tower range harus selalu sama dengan kenaikan temperatur air dalam kondenser.

Beban menara pendingin dapat dihitung dengan cara mengukur jumlah air yang mengalir melalui menara pendingin dan *tower range* secara matematis dapat dirumuskan :

$$Q_{CT} = Q_a \times 8.33 \times \Delta T \quad (5.1)$$

Dengan ;

$$Q_a = \text{laju aliran didalam pipa kondenser (0.00995 m}^3/\text{s} = 157.705 \text{ GPM)}$$

$$\Delta T = \textit{Tower range}$$

$$\begin{aligned} Q_{CT} &= 157.705 \times 8.33 \times (95 - 85) \\ &= 13136.826 \text{ Btu/mnt} \end{aligned}$$

Jika diketahui beban kondenser  $Q_{cod} = 237.04 \text{ Btu/Ton min}$  jadi perkiraan beban  $W_{CT}$  adalah perbandingan besarnya kapasitas menara pendingin dengan beban kondenser.

$$\begin{aligned} W_{CT} &= \frac{Q_{CT}}{Q_{cond}} \quad (5.2) \\ &= \frac{13136.826}{237.04} \\ &= 55.420 \text{ Ton.} \end{aligned}$$

Galleria Mall Air Conditioning

Kapasitas pendingin diatas merupakan pendingin untuk setiap siklus refrijerasi.

Dalam perancangan ini menggunakan jenis paket yaitu setiap paket terdiri dari dua siklus refrijeran yang independent/bebas.

Pada perancangan ini pada setiap paket terdapat 4 kondenser dan 4 buah evaportator yang mempunyai kapasitas total 200 TR. Total paket yang akan dibuat 5 paket jadi jumlah total 1000 TR dan terdapat satu paket untuk cadangan.

Jadi total mesin pengkondisian udara di Galleria Mall adalah

$$\begin{aligned} W_{CTT} &= W_{CT} \times N_{sir} && (5.3) \\ &= 55.420 \times (4 \times 3) \\ &= 665.04 \text{ Ton} \end{aligned}$$

Karena kapasitas pendinginan yang terlalu besar maka akann terbagi dalam 3 buah menara pendingin maka ;

$$\begin{aligned} W_{CT} &= \frac{665.04}{3} \\ &= 221.68 \text{ Ton} \end{aligned}$$

dengan melihat spesifikasi dari produk LIANG CHI CO. LTD, maka digunakan menara pendingin model LBC – 225 yang berkapasitas 225 ton, sebagai cadangan dipasang 1 paket menara pendingin bila terjadi masalah pada menara pendingin. Sepesifikasi dari menara pendingin dapat dilihat dalam tabel lampiran.

## 5.2 Pompa Kondenser

Pompa digunakan memopa air pendingin dari menara pendingin menuju kondenser kemudian kembali lagi ke menara pendingin. Pada perancangan ini akan digunakan pompa berjenis sentrifugal.

1. Kapasitas air total ( $Q_{atot}$ )

$$Q_{atot} = Q_a \times N_{tot} \quad (5.4)$$

Dengan ;

$Q_a$  = laju aliran volume refrijeran ( $0.00995 \text{ m}^3/\text{s} = 158.256 \text{ GPM/condeser}$ )

$N$  = jumlah paket pendingin (3 dengan 4 buah sistem refrijerasi yang independen)

Maka ;

$$\begin{aligned} Q_{atot} &= 158.256 \times (3 \times 4) \\ &= 1899.072 \text{ GPM} \\ &= 431.408 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Karena kapasitas pompa yang terlalu besar maka pompa akan terbagi menjadi 4 buah pompa dengan kapasitas tiap pompa adalah :

$$\begin{aligned} Q_{pm} &= \frac{Q_{atot}}{4} \\ &= \frac{431.408}{4} \\ &= 107.852 \text{ m}^3/\text{h} = 1.79 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned}$$

Dengan melihat gambar efisiensi pompa berdasarkan pada kapasitas dan headnya, maka diperoleh efisiensi pompa ( $\eta_p$ ) = 0.84 maka pompa sentrifugal yang harus digunakan adalah :

$$\begin{aligned} Q_{ps} &= \frac{Q_p}{\eta_p} \quad (5.5) \\ &= \frac{107.852}{0.84} \end{aligned}$$

Galleria Mall Air Conditioning

$$= 128.34 \text{ m}^3/\text{h} = 2.139 \text{ m}^3/\text{min}$$

2. Daya yang dibutuhkan oleh pompa :

$$P = Q \cdot \rho \cdot H \cdot V \quad (5.6)$$

Dengan :

$Q$  = kerapatan fluida ( $1000 \text{ kg/m}^3$ )

$g$  = percepatan gravitasi ( $9.8 \text{ m/s}^2$ )

$H$  = tinggi kenaikan total (30 m)

$V$  = kapasitas pompa ( $0.0357 \text{ m}^3/\text{det}$ )

Maka ;

$$\begin{aligned} P &= 1000 \times 9.8 \times 30 \cdot 0.0357 \\ &= 10495.8 \text{ W} \\ &= 10.49 \text{ kW} \\ &= 11 \text{ kW} \end{aligned}$$

Maka pompa sentrifugal untuk memompa air dari menara pendingin menuju tiap tiap kondenser pada setiap lantai dipakai pompa dengan kapasitas  $2.139 \text{ m}^3/\text{min}$  dengan head total 30 m adalah :

$H_{\text{TOTAL}}$  : 30 m

Diameter pipa hisap : 125 mm

Diameter pipa buang : 100 mm

3. Luas sisi hisap ( $A_h$ )

$$A_h = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (5.7)$$



Galleria Mall Air Conditioning

$$= \frac{3.14 \times 4.92}{4}$$

$$= 19.01 \text{ in}^2$$

4. Luas sisi buang ( $A_b$ )

$$A_h = \frac{\pi \times D}{4} \quad (5.8)$$

$$= \frac{3.14 \times 3.94}{4}$$

$$= 12.19 \text{ in}^2$$

5. Kecepatan air pada sisi hisap ( $V_h$ )

$$V_h = \frac{GPM \times 0.133 \times 144}{60 \times A_h} \quad (5.9)$$

$$= \frac{633.02 \times 0.133 \times 144}{60 \times 19.01}$$

$$= 10.629 \text{ ft/s}$$

6. Kecepatan air pada sisi buang ( $V_h$ )

$$V_h = \frac{GPM \times 0.133 \times 144}{60 \times A_b} \quad (6.10)$$

$$= \frac{633.02 \times 0.133 \times 144}{60 \times 12.19}$$

$$= 16.576 \text{ ft/s}$$

kekentalan air pada suhu 80F,  $\mu = 23.89 \times 10^{-6} \text{ slug/ft.s}$

bobot spesifik air pada suhu 80F,  $\gamma = 62.34 \text{ lb/ft}^3$

Besarnya angka reynold pada sisi hisap adalah :

$$Re_h = \frac{\gamma \times V_h \times D_h}{\mu \times g}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{62.34 \times 10.629 \times \frac{4.29}{12}}{23.89(10^{-6}) \times 32.2} \\
 &= 3.07 \times 10^5
 \end{aligned}$$

Besarnya angka reynold pada sisi buang adalah :

$$\begin{aligned}
 Re_h &= \frac{\gamma \times V_h \times D_h}{\mu \times g} \\
 &= \frac{62.34 \times 16.576 \times \frac{3.94}{12}}{23.89(10^{-6}) \times 32.2} \\
 &= 4.41 \times 10^5
 \end{aligned}$$

Dari kurva gambar lampiran, faktor gesekan untuk harga reynold  $3.07 \times 10^5$  dengan diameter pipa 4.29 in adalah 0.014 yang dapat dipakai pada sisi hisap.

Kerugian tinggi tekan gesekan pada sisi hisap ( $\Delta H_h$ )

$$\Delta H_h = f \frac{L_h \times V_h^2}{D_h \times 2g} \quad (5.11)$$

dengan :

$$L_h = \text{panjang pipa rancangan (25 m = 83.33 ft)}$$

Maka ;

$$\begin{aligned}
 \Delta H_h &= 0.014 \frac{83.33 \times 10.629^2}{\frac{4.92}{12} \times 2 \times 32.2} \\
 &= 4.99 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

7. Kerugian turbulen pada sisi hisap ( $\Delta H_{th}$ )

$$\Delta H_{th} = 0.3 \times N_k$$

dengan:

Galleria Mall Air Conditioning

$N_k$  = jumlah paket dan jumlah pompa.

Maka :

$$\Delta H_{th} = 0.3 \times (4 \times 3) = 3.6 \text{ ft}$$

Kerugian turbulen pada sisi buang ( $\Delta H_{tb}$ )

$$\begin{aligned} \Delta H_{th} &= 0.6 \times N_k \\ &= 0.6 \times 3 \times 4 = 7.2 \text{ ft} \end{aligned}$$

8. Kerugian tinggi tekan gesekan pada sisi buang ( $\Delta H_b$ )

$$\Delta H_b = f \frac{L_h \times V_h^2}{D_h \times 2g}$$

dengan :

$$L_h = \text{Panjang pipa rancangan (25 m = 83.33 ft)}$$

Maka ;

$$\begin{aligned} \Delta H_b &= 0.013 \frac{83.33 \times 16.576^2}{\frac{3.94}{12} \times 2 \times 32.2} \\ &= 14.076 \text{ ft} \end{aligned}$$

Jadi besarnya tinggi tekan (head) pompa sentrifugal kapasitas 130 m<sup>3</sup>/h

$$\begin{aligned} H &= \Delta H_b + \Delta H_{th} + \Delta H_{tb} + Z_{total} \quad (5.12) \\ &= 4.99 + 7.2 + 3.6 + 14.076 + 100 \\ &= 129.866 \text{ ft} = 38.96 \text{ m} \end{aligned}$$

jika head totalnya dikalikan dengan faktor koreksi ( $fc$ )

$$\begin{aligned} H^1 &= H \times fc \quad (5.13) \\ &= 38.96 \times 1.2 = 46.75 \text{ m} \end{aligned}$$

**Galleria Mall Air Conditioning**

jadi pompa sentri fugal yang digunakan adalah :

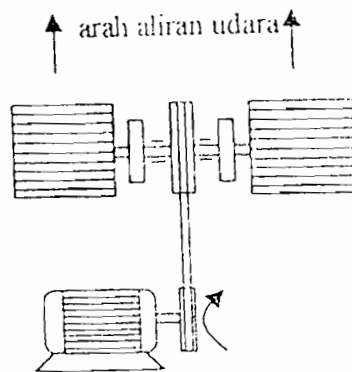
Merek	: EBARA
Model	: 125 x 100 FS4K5.11
Daya motor	: 18 kW, 1500 rpm
$H_{TOTAL}$	: 50 m
Diameter pipa hisap	: 125 mm
Diameter pipa buang	: 100 mm
Jumlah pompa	: 4 buah

Data spesifik dari pompa dapat dilihat pada tabel lampiran

**5.3. Perancangan blower**

Untuk mensirkulasikan udara digunakan blower, pada perancangan ini digunakan blower sentrifugal dengan data-data mekanis sebagai berikut :

Jenis fan	= fan sentrifugal
Daya motor penggerak	= 7.5 HP
Putaran motor penggerak	= 1000 rpm
Type motor penggerak	= TEFC 380-415V/3Ph/50Hz
Diameter puly fan	= 330.2 mm
Diameter puly motor	= 177.8 mm
Diameter fan	= 500 mm
Lebar fan	= 500 mm



Gambar 5.2 Transmisi fan/blower

Pada perancangan ini akan dipasang 2 buah fan evaporator pada setiap paketnya, untuk satu fan mempunyai kapasitas 50 TR = 175.8 kW

1. Laju aliran kalor udara sama dengan persamaan 4.42 ( $M_{ud}$ )

$$\begin{aligned} M_a &= \frac{Q_{eva}}{C_p \times \Delta T} \\ &= \frac{175.8}{1.006 \times (20 - 5)} \\ &= 11.65 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Q_{ud} &= \frac{M_a}{\rho_a} \\ &= \frac{11.65}{1.146} \\ &= 10.16 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

2. Kapasitas udara yang dihembuskan oleh fan evaporator bersirip :

$$\begin{aligned} Q_{fan} &= 2 \times Q_{ud} \\ &= 2 \times 10.17 \end{aligned}$$

$$= 20.34\text{m}^3/\text{s}$$

$$= 43079 \text{ CFM}$$

### 3. Tinggi tekan fan sentrifugal ( $H_{fs}$ )

$$H_{fs} = \frac{Hp \times 75}{Q_{ud} \times \rho_{ud}} \quad (5.14)$$

$$= \frac{7.5 \times 75}{10.17 \times 1.146}$$

$$= 48.25 \text{ m}$$

### 4. Kecepatan putar sudu ( $V_{sd}$ )

$$V_{sd} = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{\pi \times 500 \times 1000}{60 \times 1000}$$

$$= 26.166\text{m/s}$$

Pada setiap paket mesin terdapat 2 buah fan sentrifugal yang bekapasitas 43079 CFM.

## 5.4 Perancangan saluran udara (*Ducting*)

Untuk mendistribusikan udara ke tiap-tiap ruangan digunakan saluran udara atau ducting. Pada perancangan ini digunakan ducting dengan bahan *galvanized steel* dengan ketebalan 0.2 mm, dengan pertimbangan bahwa plat dengan perlakuan galvanis diharapkan tahan terhadap korosi.

Data yang diketahui pada sistem saluran udara untuk supermarket adalah ;

Total kualitas udara = 86000 CFM

Radius belokan R/D = 1.25

Jarak antar difuser = 3 meter

Kecepatan udara diambil 1800 FPM berdasarkan tabel 16 lampiran

$$A_{su} = \frac{CFM}{FPM} \quad (4.15)$$

$$= \frac{86000}{1800} = 47.7 \text{ ft}^2$$

dengan melihat tabel lampiran dan berdasarkan luas udara maka diameter saluran udara ekivalen adalah 93.7 in

Tiap difuser udara keluar 400 CFM berdasarkan luas lantai dan jumlah orang tinggal.

$$\%CFM\text{Capacity} = \frac{X_n}{X_1} \times 100\% \quad (5.16)$$

dengan

$X_n$  = "air quantity" pada cabang ke n (CFM)

$X_1$  = "air quantity" induk saluran udara (CFM)

$$\%CFM\text{Capacity} = \frac{75600}{86000} \times 100\%$$

$$= 0.88 = 88 \%$$

Persen penampang saluran udara (*% Duct area*) dilihat berdasarkan tabel lampiran

Luas penampang saluran udara yang digunakan

$$A_{dtg} = (\text{Duct area\% ke-n}) \times A_o$$

Dengan :

*Duct area % ke-nl* = % pada panjang cabang ke cabang saluran.

$A_o$  = luas panampang saluran udara induk(ft<sup>2</sup>)

Maka ;

$$A_{dtg} = 88 \% \times 47.3 = 41.976$$

Ukuran dan dimensi dari saluran udara dapat dilihat pada lampiran.

Untuk mempermudah perhitungan maka dapat disederhanakan pada tabel berikut

**Tabel 5.1 Perhitungan saluran udara**

<b>Duct</b>	<b>Air quantity</b>	<b>CFM</b>	<b>Duct</b>	<b>Area</b>	<b>Duct</b>
<b>Section</b>	<b>CFM</b>	<b>Kapasitas</b>	<b>Area</b>	<b>Sqft</b>	<b>Size</b>
		<b>%</b>	<b>%</b>		
A-B	86000	100.0	93.7	47.7	144 x 54
B-C	75600	87.9	82.4	41.9	139 x 54
C-D	62800	73.0	68.4	34.8	105 x 54
D-E	48400	56.3	52.7	26.8	68 x 54
F-G	19600	22.8	21.4	10.9	45 x 42
G-H	13200	15.3	14.4	7.3	35 x 34
H-1	6800	7.9	7.4	3.8	29 x 26
1-2	6000	7.0	6.5	3.3	29 x 26
2-3	5200	6.0	5.7	2.9	29 x 26
3-4	4400	5.1	4.8	2.4	26 x 24
4-5	3600	4.2	3.9	2.0	25 x 24
5-6	2800	3.3	3.1	1.6	23 x 18
6-7	2000	2.3	2.2	1.1	21 x 18
7-8	1200	1.4	1.3	0.7	20 x 14
8-9	400	0.5	0.4	0.3	19 x 14



## BAB VI

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

#### 6.1 Perhitungan beban pendinginan

Perancangan ini menggunakan sistem pendingin udara penuh, terbagi dalam 5 buah mesin pendingin dan satu buah mesin pendingin sebagai cadangan yang mempunyai kapasitas 200 TR, Total beban pendinginan yang dibutuhkan adalah 1000 TR. Dengan spesifikasi sebagai berikut :

Lantai	Ruangan	Beban pendinginan (TR)
Basement	Restoran, supermarket	150
I	Restoran, koridor, toko-toko, Matahari departemen store.	200
II	Restoran, toko-toko, matahari departemen store	200
III	Toko-toko, matahari departemen store.	150
IV	Café, game fantasia, billyard, toko-toko	250
Jumlah total beban pendinginan Galleria Mall		950

#### 6.2 Hasil perancangan komponen pendukung

##### 6.2.1 kompresor

Jenis kompresor : Kompresor hermetik (Torak)

Tekanan hisap : 84.67 Psia = 6.03 kg/cm<sup>2</sup>

Tekanan buang : 284.51 Psia = 17.7 kg/cm<sup>2</sup>

Daya teoritis : 174.80 HP = 131.44 kW

Jumlah kompresor : 2 buah/paket

Daya memutar poros : 73.02 kW

Bahan silinder : besi tuang kelabu (JIS G 5501, FC20)

---

Diameter silinder	: 113 mm
Panjang silinder	: 205 mm
Tebal dinding silinder	: 13.71 mm
Tebal kepala silinder	: 1 mm
Panjang clerace	: 0.952 mm
Panjang langkah torak	: 113 mm
Panjang torak	: 90.4 mm
Diameter torak	: 112.604 mm
Tebal kepala torak	: 3.45 mm
Tebal radial cicin torak	: 4.52 mm
Nomal celah radial ring	: 0.162 mm
Kedalamam alur ring	: 4.412 mm
Lebar alur ring	: 3.162 mm
Bahan pena torak	: krom nikel (JIS G, SNC2)
Panjang pena torak	: 81.63 mm
Bahan batang penguat	: Baja karbon tempa (JIS G 3210, SF50 atau ASTM A 105)
Panjang batang penguat	: 175 mm
Bahan poros engkol	: JIS G 4501,S45C
Diameter poros engkol	: 72 mm
Tebal engkol	: 43.2 mm
Lebar engkol	: 90 mm
Jari jari filet	: 5 mm

### 6.2.2 kondenser

Jenis kondenser	: <i>Shell and tube</i> (tabung dan pipa)
Bahan kondenser	: Tembaga (JIS H 3606)
Temperatur air masuk kondenser	: 30°C
Temperatur air keluar kondenser	: 35°C
Temperatur air dalam refrijeran	: 45°C
Diameter pipa tembaga	: 19.05 mm
Diameter dalam pipa tembaga	: 17.85 mm
Jumlah pipa	: 110
Kapasitas kondenser	: 208.42 kW
Laju aliran kalor air dalam kondenser	: 9.95 kg/s
Laju aliran massa volume	: 0.00995 m <sup>3</sup> /s
Kecepatan air melalui pipa kondenser	: 0.67 m/s
Luas permukaan pipa bagian dalam pipa	: 11.64 m <sup>2</sup>
Luas permukaan luar kondenser	: 12.67 mm
Panjang pipa kondenser	: 1880 mm
Panjang pipa kondenser total	: 206.8 m
Penurunan tekanan air pada pipa kondenser	: 11.923 kPa
Penurunan tekanan pada sisi refrijeran	: 15 kPa.

### 6.2.3 Katub Ekspansi

Jenis katub ekspansi	: <i>Thermal expansion valve dengan external equalizer</i>
Bahan pipa	: baja (JIS G-3454)
Diameter luar pipa	: 0.0427
Diameter dalam pipa	: 0.031 m
Luas penampang orifice	: 0.0172 m <sup>3</sup>
Diameter orifice	: 0.047 m

### 6.2.4 Evaporator

Jenis evaporator	: evaporator <i>plate</i>
Bahan evaporator	: pipa tembaga <i>seamless</i> (JIS H 3606), dipadukan dengan <i>aluminium fins</i>

Beban pendinginan evaporator : 200 TR

Jumlah evaporator/paket	: 4 buah @ 50TR
Temperatur refrijeran	: 5°C
Temperatur udara masuk	: 35 °C
Temperatur udara keluar	: 20 °C
Diameter luar pipa	: 12.7 mm
Diameter dalam pipa	: 11.7 mm
Jumlah total pipa	: 120 buah
Jarak antar pipa	: 13.2 mm
Panjang pipa evaporator	: 1689.79 mm

Panjang pipa evaporator total	: 203.86 m
Lebar evaporator	: 103.8 mm
Tinggi evaporator	: 790.2 mm
Bahan sirip	: <i>aluminium fins</i>
Jumlah sirip	: 532 buah
Luas sirip total	: 35.43 m <sup>2</sup>
Tinggi sirip dari permukaan	: 6.6 mm
Lebar sirip dari permukaan	: 6.6 mm
Tebal sirip	: 0.31
Jarak antar sirip	: 3.175
Luas pipa evaporator bersirip	: 67.35 m <sup>2</sup>

### 6.3 Hasil perhitungan komponen pendukung

#### 6.3.1 Hasil perhitungan Menara pendingin

Kapasitas pendinginan	: 225 Ton
Merk	: LIANG – CHI
Model	: LBC 225
Tinggi menara pendingin	: 3090 mm
Diameter menara pendingin	: 3770 mm
Diameter pipa penghubung	: 150 mm
Diameter pipa penghubung masuk	: 150 mm
<i>Over flow</i>	: 50 mm
Drain (pipa saluran penguras)	: 50 mm



<i>Auto filler</i>	: 32 mm
<i>Quick filler</i>	: 32 mm
Daya motor listrik	: 7.5 HP
Diameter fan	: 2400 mm
Tower head	: 3.2 m

### **6.3.2 Hasil perancangan pompa**

Merek	: EBARA
Model	: 125 x 100 FS4K5.11
Daya motor	: 17 kW, 1500 rpm
$H_{TOTAL}$	: 50 m
Diameter pipa hisap	: 125 mm
Diameter pipa buang	: 100 mm
Jumlah pompa	: 4 buah

### **6.3.3 Hasil perhitungan Blower**

Jenis fan	= fan sentrifugal
Daya motor penggerak	= 7.5 HP
Putaran motor penggerak	= 1000 rpm
Type motor penggerak	= TEFC 380-415V/3Ph/50Hz
Diameter puly fan	= 330.2 mm
Diameter puly motor	= 177.8 mm
Diameter fan	= 500 mm

Lebar fan	= 500 mm
Tinggi tekan fan	= 48.25 m
Kapasitas fan	= 43079 CFM
Kecepatan putar sudu	= 20.41 m/s

#### 6.3.4 Hasil perancangan saluran udara.

Bahan saluran udara yang digunakan adalah plat besi dengan perlakuan *galvanis*

Jarak antar difuser 3 m

Kecepatan udara keluar difuser = 400 cfm

Tabel 5.1 Perhitungan saluran udara

Duct	Air quantity	CFM	Duct	Area	Duct
Section	CFM	Kapasitas	Area	Sqft	Size
		%	%		
A-B	86000	100	100	47.77	144 x 54
B-C	84000	97.7	97.0	46.34	139 x 54
C-D	63000	73.3	75.5	36.07	105 x 54
D-E	42000	48.8	50.0	23.89	68 x 54
F-G	21000	24.4	25.5	12.18	45 x 42
G-H	14400	16.7	16.0	7.64	35 x 34
H-1	9000	10.5	10.5	5.02	29 x 26
1-2	8400	9.8	10.0	4.78	29 x 26
2-3	7800	9.1	9.5	4.54	29 x 26
3-4	7200	8.4	8.5	4.06	26 x 24
4-5	6600	7.7	8.0	3.82	25 x 24
5-6	5400	6.3	6.5	3.11	23 x 18
6-7	4800	5.6	6.0	2.87	21 x 18
7-8	4200	4.9	5.5	2.63	20 x 14
8-9	3600	4.2	5.0	2.39	19 x 14
9-10	3000	3.5	4.5	2.15	18 x 14
10-11	2400	2.8	4.0	1.91	15 x 14
11-12	1800	2.1	3.5	1.67	15 x 14
12-13	1200	1.4	3.0	1.43	15 x 14
13-14	600	0.7	2.5	1.19	15 x 12
14-15	300	0.3	2.0	0.96	12 x 12

## . Penutup

Demikian Tugas Akhir perancangan Mesin pengkondisian udara penulis buat guna memenuhi syarat lulus sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma. Semoga Perancangan mesin pengkondisian udara (*Air Conditioning*) ini dapat bermanfaat bagi rekan-rekan ataupun semua pembaca dalam mengenal lebih dalam mengenai mesin penyegaran udara (AC) baik dalam pengoperasian dan perawatannya. Penulis sadar sebagai manusia yang tidak lepas dari kesalahan dan kekurangan, untuk itu penulis minta maaf kepada semua pihak jika kurang berkenannya penulis, dan penulis menerima segala kritik dan saran yang membangun guna lebih sempurnanya Tugas Akhir Perancangan.

Akhir kata penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu jalannya pengumpulan data dan semangat serta dorongan hingga selesainya Tugas Akhir Perancangan. Dan semoga Laporan Tugas Akhir Perancangan tersebut bermanfaat bagi semua pembaca baik di lingkungan kampus maupun masyarakat luas.



## DAFTAR PUSTAKA

- Arora C.P., Refrigeration and Air Conditioning*, Mc Graw Hill Company Limited.
- Carrier Handbook of Air Conditioning Design System*, Mc Graw Hill inc.
- Chandra Handi. AuotCAD 2000*. Elex Media Komputindo. Palembang. 2000.
- Chlunsky Vladimir, Reciprocating and Rotary Compressor*, SNTL Publisher of Technical Literatur.
- Church Austin. H.* alih bahasa *Harahap Zulkifli*. Pompa dan Blower Sentrifugal. Erlangga. Jakart. 1990.
- Frass Arthur P. Heat Exchanger Design*. Awiley Interscience Publication. New York. 1989.
- Gunawan. R.* Pengantar Teori Pendingin. Departemen Pendidikan dan Kebudayaan. Jakarta.1988.
- Handoko. K.* Alat Kontrol Mesin Pendingin. Ichtiar Baru. Jakarta. 1987.
- Harjanto. G. Ir.* Pesawat Pendingin. Universitas Sanata Dharma. Yogyakarta. 2001.
- Harjanto. G. Ir.* Dasar Teknik Pendingin. Universitas Sanata Dharma. Yogyakarta. 2000.
- Hicks Tyler G. and Edwards T.W.* Teknologi Pemakaian Pompa. Airlangga. Jakarta. 1996.
- Holman J.P.* alih bahasa *Jasfi. E.* Perpindahan Kalor. Erlangga. Jakarta. 1994.
- Lester C. Lichty, Internal Cumbustion Engines*, Mc Graw Hill Company inc.
- Pina G. Edward, Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*. New York, 1981.
- Sato Heizo* alih bahasa *Arismanandar Wiranto*. Penyegaran udara. Pradnya Paramita. Jakarta. 1980.

*Stocker W.F. and Jones J.W.*, alih bahasa *Supratman Hara*. Refrijerasi dan Pendinginan Udara. Erlangga. Jakarta. 1989.

*Sularso*, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita.

*Sumanto, Drs.* Dasar-Dasar Mesin Pendingin. Andi Offset. Yogyakarta. 1985.

*Wie Yap*. Memahami AutoCAD. Andi Offset. Yogyakarta. 1994.

-----, Buku Petunjuk Pengoperasian dan Pemeliharaan Air Conditioning System. Karya Wisesa Sejahtera. Semarang. 2000.

-----, Menggambar Mesin Menurut Standart ISO. Pradnya Pramitra. Jakarta. 1994.



**UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI**  
**TANGGAL : 27 Juli 2004**

NAMA MHS. : THOMAS PRANOWO  
NIM : 095214093  
JUDUL :  
**Galeria Mall Air Conditioning**

Pembimbing Utama : Ir. Greg. Harjanto

Pembimbing Kedua : Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.

**USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI**

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

- (1) judul skripsi & perbaikan. > kata pengantar dll ditengkapin beserta dgn halamannya.
- (2) Perbaiki tulisan yg eror & ralat  
jangan buku skripsi
- (3) lengkapi (1) Diagram (2) Pictometer, hal 55.  
(2) Tabel hal 60.

# LAMPIRAN TABEL

1. Data cuaca di beberapa negara Asia.

Negara	Garis lintang (°)	Garis bujur (°)	Elevasi (m)	Musim dingin			Musim panas					Perbedaan musim hujan (mm)	S) Temp. rata-rata	
				Bulan terdingin 2)		Temperatur	Bulan terpanas 2) (°C)			Temperatur rencana				
				Bulan	Temp. rata-rata	Bola kering rancangan 3)	Bulan	Temperatur rata-rata	Perbandingan kelembaban rata-rata	Kekurangan relatif rata-rata	Perubahan temperatur harian			Temp. tur bola kering (°C)
Rangoon	17° N	96° E	25	Jan	24,3	16,7	April (Musim kemarau)	29,8	0,0175	66	14	38	0,0205	28
Hong Kong	22° N	114° E	33	Jan	13,4	8,9	Juli	28,4	0,0204	83	6	33	0,020	27
Calcutta	23° N	88° E	6	Jan	20,2	11,1	Mei (Musim kemarau)	31,1	0,0198	68	12	37	0,0211	26
New-Delhi	29° N	77° E	216	Jan	14,3	3,9	Juni (Musim kemarau)	34,5	0,0135	39	14	43	0,0182	28
Jakarta	6° S	107° E	8	Jan. Musim-hujan	26,2	21,7	Mei September & Oktober (Musim kemarau)	27,3 27,4	0,0187 0,0177	82 72	8	32	0,020	27
Baghdad	33° N	44° E	34	Jan	10,1	0	Juli	34,3	0,0077	23	19	45	0,0082	23
Tokyo	36° N	140° E	6	Jan	4,1	-3,3	Agustus	26,7	0,0170	77	8	33	0,0207	27
Kuala Lumpur	3° N	102° E	38	Des	26,6	21,1	Mei Juni	27,7	0,0183 0,0176	78 75	11	34	0,0210	27
Singapura	1° N	104° E	10	Jan	26,1	21,7	Juni	28,0	0,0190	79	8	33	0,0214	28
Karacho	25° N	67° E	4	Jan	19,1	9,4	Juni	30,4	0,0230	83	8	38	0,0195	28
Mandla	15° N	121° E	15	Jan	25,4	22,8	Mei	29,4	0,0184	71	11	34	0,0210	27
Riyadh	25° N	47° E	594	Jan	14,5	2,8	Juli	33,6	0,0094	26	18	43	0,0133	26
Bangkok	14° N	101° E	16	Des	25,5	16,1	April (Musim kemarau)	30,3	0,0211	77	10	36	0,0202	28
Ho Chi Minh	11° N	107° E	10	Des	25,7	18,3	April	28,8	0,0180	72	9	34	0,0243	29
Kairo	30° N	31° E	116	Jan	12,7	7,2	Agustus	27,7	0,0129	55	14	39	0,0132	23

1) Lokasi tempat stasiun meteorologi  
 2) Perbandingan kelembaban rata-rata pada musim panas diperoleh dari hasil pengukuran temperatur rata-rata dan kelembaban relatif rata-rata. Kondisi dari dua bulan terpanas keadaan pada waktu terjadi perbandingan kelembaban yang lebih besar, meskipun temperaturnya rendah (misalnya di New Delhi, Rangoon dan Jakarta).  
 3) rata-rata selama tiga bulan terdingin  
 4) terpanas rata-rata  
 5) rata-rata selama empat bulan terpanas  
 6) boleh dengan 5)  
 7) diambil dari halaman 684 dari ASHRAE Hand Book of Fundamentals 1972, kecuali Tokyo

E = Bujur Timur  
 N = Lintang Utara  
 S = Lintang Selatan

Sumber : Wiranto Arismunandar, Penyegaran udara, Pradnya Paramita, hal 10

Tabel 2. Maximum solar heat gain factor for glass.

0 Deg										16 Deg																							
Month	NNW		NW		ENE		E		ESE		SE		SSE		S	HOR	Month	NNW		NW		ENE		E		ESE		SE		SSE		S	HOR
	N	SW	NW	WSW	W	WSW	SW	SSW	N	SW	NW	WSW	W	WSW				SW	SSW	N	SW	NW	WSW	W	WSW	SW	SSW	N	SW	NW	WSW		
Jan	34	34	58	177	234	254	235	182	118	296	Jan	70	30	55	143	219	244	251	253	151	245												
Feb	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306	Feb	33	33	96	180	231	247	234	188	134	277												
Mar	38	57	130	223	242	223	170	87	39	303	Mar	35	53	119	208	239	235	197	138	96	271												
Apr	41	131	193	224	221	184	118	38	32	284	Apr	32	99	132	216	227	201	186	77	48	269												
May	113	164	203	218	201	154	80	37	32	265	May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	262												
Jun	129	173	206	212	191	149	66	37	37	255	Jun	66	142	194	217	207	167	99	41	41	257												
Jul	115	164	201	213	195	149	77	37	38	260	Jul	55	132	187	214	210	174	111	41	42	257												
Aug	75	134	187	218	212	175	112	39	38	236	Aug	43	100	168	209	219	196	143	73	46	262												
Sep	40	84	163	213	211	213	163	84	40	293	Sep	36	50	134	196	227	224	191	131	93	282												
Oct	37	49	129	199	216	216	202	135	66	299	Oct	33	33	98	174	223	237	225	183	137	276												
Nov	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293	Nov	69	30	55	148	206	210	217	230	146	275												
Dec	34	31	71	163	226	253	239	196	138	288	Dec	73	29	42	137	198	244	254	234	237	272												

8 Deg										24 Deg																							
Month	NNW		NW		ENE		E		ESE		SE		SSE		S	HOR	Month	NNW		NW		ENE		E		ESE		SE		SSE		S	HOR
	N	SW	NW	WSW	W	WSW	SW	SSW	N	SW	NW	WSW	W	WSW				SW	SSW	N	SW	NW	WSW	W	WSW	SW	SSW	N	SW	NW	WSW		
Jan	32	32	71	163	229	250	242	203	162	275	Jan	27	27	41	128	190	230	251	231	177	244												
Feb	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294	Feb	30	30	80	165	220	211	243	213	152	244												
Mar	37	67	136	215	241	230	184	110	55	300	Mar	34	45	124	195	234	237	213	168	117	275												
Apr	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289	Apr	32	88	159	209	228	212	169	107	78	274												
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277	May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282												
Jun	99	155	200	217	200	141	82	39	39	269	Jun	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279												
Jul	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272	Jul	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278												
Aug	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282	Aug	38	87	156	203	220	204	162	103	72	282												
Sep	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290	Sep	35	42	119	185	222	225	209	163	114	266												
Oct	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288	Oct	31	31	79	159	211	217	245	207	187	244												
Nov	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273	Nov	27	27	42	126	187	236	249	219	224	243												
Dec	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265	Dec	26	26	29	112	180	234	247	247	217	249												

Sumber : Edward G. Pita., *Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*, hal 102

Tabel 3. Shade coefficient for glass.

Type of Glass	Nominal Thickness Each Light <sup>a</sup>	Solar T. ans. <sup>b</sup>	Type of Interior Shading						
			No Interior Shading		Venetian Blinds		Roller Shades		
			h <sub>c</sub> = 4.0		Medium	Light	Opaque		Translucent
				Dark	Light	Light	Light		
Single Clear	3/32 to 1/4	0.87-0.80	1.00						
Clear	1/4 to 1/2	0.80-0.71	0.94						
Clear	3/8	0.72	0.90						
Clear	1/2	0.67	0.87	0.64	0.55	0.59	0.25	0.49	
Clear Pattern	1/8 to 9/32	0.87-0.79	0.83						
Heat Absorbing Pattern	1/8		0.83						
Heat Absorbing <sup>c</sup>	3/16 to 1/4	0.46	0.69						
Heat Absorbing Pattern	3/16 to 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
Tinted	1/8 to 7/32	0.59-0.45	0.69						
Heat Absorbing or Pattern		0.44-0.30	0.60						
Heat Absorbing <sup>c</sup>	3/8	0.34	0.60	0.51	0.52	0.40	0.28	0.37	
Heat Absorbing or Pattern		0.44-0.30	0.60						
Heat Absorbing or Pattern	1/2	0.24	0.53	0.47	0.40	0.46	0.28	0.41	
Reflective Coated Glass			0.30	0.25	0.23				
			0.40	0.33	0.29				
			0.50	0.42	0.38				
			0.60	0.50	0.44				
Double <sup>d</sup> Clear Out	3/32, 1/8	0.71 <sup>e</sup>	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.47	
Clear In									
Clear Out	1/4	0.61 <sup>e</sup>	0.81						
Clear In									
Heat Absorbing Out	1/4	0.36 <sup>e</sup>	0.55						
Clear In				0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	
Reflective Coated Glass			0.20	0.19	0.18				
			0.30	0.27	0.26				
			0.40	0.34	0.33				
Triple Clear	1/4		0.71						
Clear	1/8		0.80						

Sumber : Edward G. Pita., *Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*, hal 104.

Table 4. Cooling load factors for glass

Room Construction	Solar Time, hr																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.05	0.10	0.65	0.74	0.81	0.87	0.91	0.91	0.88	0.84	0.77	0.64	0.50	0.38	0.27	0.19	0.12	0.07	0.05	0.04	0.04
M	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.88	0.85	0.80	0.75	0.62	0.48	0.34	0.24	0.18	0.12	0.08	0.06	0.06
H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.09	0.75	0.67	0.66	0.74	0.80	0.86	0.89	0.88	0.85	0.80	0.75	0.62	0.48	0.34	0.24	0.18	0.12	0.08	0.06	0.06
L	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.29	0.56	0.74	0.81	0.70	0.52	0.35	0.20	0.15	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04
M	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.56	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
H	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.31	0.57	0.74	0.81	0.81	0.79	0.67	0.48	0.31	0.27	0.23	0.20	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
L	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.22	0.45	0.61	0.71	0.58	0.40	0.25	0.15	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04
M	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.23	0.46	0.61	0.71	0.60	0.42	0.26	0.16	0.11	0.09	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
H	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.24	0.47	0.61	0.71	0.61	0.43	0.27	0.17	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
L	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.25	0.48	0.62	0.72	0.59	0.41	0.26	0.16	0.11	0.09	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
M	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.26	0.49	0.62	0.72	0.60	0.42	0.27	0.17	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
H	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.27	0.50	0.63	0.73	0.61	0.43	0.28	0.18	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
L	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.28	0.51	0.64	0.74	0.61	0.44	0.29	0.18	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
M	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.29	0.52	0.65	0.75	0.62	0.45	0.30	0.20	0.15	0.13	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11
H	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.30	0.53	0.66	0.76	0.63	0.46	0.31	0.21	0.16	0.14	0.13	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
L	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.31	0.54	0.67	0.77	0.64	0.47	0.32	0.22	0.17	0.15	0.14	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
M	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.32	0.55	0.68	0.78	0.65	0.48	0.33	0.23	0.18	0.16	0.15	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14
H	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.33	0.56	0.69	0.79	0.66	0.49	0.34	0.24	0.19	0.17	0.16	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
L	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.34	0.57	0.70	0.80	0.67	0.50	0.35	0.25	0.20	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
M	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.35	0.58	0.71	0.81	0.68	0.51	0.36	0.26	0.21	0.19	0.18	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
H	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.36	0.59	0.72	0.82	0.69	0.52	0.37	0.27	0.22	0.20	0.19	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
L	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.37	0.60	0.73	0.83	0.70	0.53	0.38	0.28	0.23	0.21	0.20	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19
M	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.38	0.61	0.74	0.84	0.71	0.54	0.39	0.29	0.24	0.22	0.21	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
H	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.39	0.62	0.75	0.85	0.72	0.55	0.40	0.30	0.25	0.23	0.22	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21
L	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.40	0.63	0.76	0.86	0.73	0.56	0.41	0.31	0.26	0.24	0.23	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22
M	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.41	0.64	0.77	0.87	0.74	0.57	0.42	0.32	0.27	0.25	0.24	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23
H	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.42	0.65	0.78	0.88	0.75	0.58	0.43	0.33	0.28	0.26	0.25	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24
L	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.43	0.66	0.79	0.89	0.76	0.59	0.44	0.34	0.29	0.27	0.26	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
M	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.44	0.67	0.80	0.90	0.77	0.60	0.45	0.35	0.30	0.28	0.27	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26
H	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.45	0.68	0.81	0.91	0.78	0.61	0.46	0.36	0.31	0.29	0.28	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
L	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.46	0.69	0.82	0.92	0.79	0.62	0.47	0.37	0.32	0.30	0.29	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28
M	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.47	0.70	0.83	0.93	0.80	0.63	0.48	0.38	0.33	0.31	0.30	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29
H	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.48	0.71	0.84	0.94	0.81	0.64	0.49	0.39	0.34	0.32	0.31	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
L	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.49	0.72	0.85	0.95	0.82	0.65	0.50	0.40	0.35	0.33	0.32	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31
M	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.50	0.73	0.86	0.96	0.83	0.66	0.51	0.41	0.36	0.34	0.33	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32
H	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.51	0.74	0.87	0.97	0.84	0.67	0.52	0.42	0.37	0.35	0.34	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
L	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.52	0.75	0.88	0.98	0.85	0.68	0.53	0.43	0.38	0.36	0.35	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34
M	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.53	0.76	0.89	0.99	0.86	0.69	0.54	0.44	0.39	0.37	0.36	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
H	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.54	0.77	0.90	1.00	0.87	0.70	0.55	0.45	0.40	0.38	0.37	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36	0.36
L	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.55	0.78	0.91	1.01	0.88	0.71	0.56	0.46	0.41	0.39	0.38	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37
M	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.56	0.79	0.92	1.02	0.89	0.72	0.57	0.47	0.42	0.40	0.39	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38
H	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.57	0.80	0.93	1.03	0.90	0.73	0.58	0.48	0.43	0.41	0.40	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39
L	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.58	0.81	0.94	1.04	0.91	0.74	0.59	0.49	0.44	0.42	0.41	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
M	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.59	0.82	0.95	1.05	0.92	0.75	0.60	0.50	0.45	0.43	0.42	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41
H	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.60	0.83	0.96	1.06	0.93	0.76	0.61	0.51	0.46	0.44	0.43	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42
L	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.61	0.84	0.97	1.07	0.94	0.77	0.62	0.52	0.47	0.45	0.44	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43
M	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.62	0.85	0.98	1.08	0.95	0.78	0.63	0.53	0.48	0.46	0.45	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44
H	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.63	0.86	0.99	1.09	0.96	0.79	0.64	0.54	0.49	0.47	0.46	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45
L	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.64	0.87	1.00	1.10	0.97	0.80	0.65	0.55	0.50	0.48	0.47	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46
M	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.65	0.88	1.01	1.11	0.98	0.81	0.66	0.56	0.51	0.49	0.48	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47
H	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.66	0.89	1.02	1.12	0.99	0.82	0.67	0.57	0.52	0.50	0.49	0.48	0.48	0.48	0.48	0.4				

Label 5 Rates of heat gain from occupants of conditioned spaces.

Activity	Typical Applications	Total Heat Adults, Male			Total Heat Adjusted*			Sensible Heat			Latent Heat		
		Watts	Btuh	kcal/hr	Watts	Btuh	kcal/hr	Watts	Btuh	kcal/hr	Watts	Btuh	kcal/hr
Rest	Theater, movie	115	400	100	101	350	90	60	210	55	40	140	50
Light work	Offices, hotels, apts	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Light work	Restaurant	150	520	130	170	580	145	75	255	60	95	325	80
Light work, typing	Offices, hotels, apts	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Light work or slowly	Retail Store, bank	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Heavy work	Factory	255	850	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Heavy work	Factory	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Light work	Bowling alley	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Dancing	Dance hall	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Heavy work, lifting	Factory	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Light work, athletics	Gymnasium	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

Tabulated values are based on 78 F room dry-bulb temperature. For 80 F room dry-bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat value decreased by approximately 8% and the latent heat values increased accordingly.  
 \*Adjusted total heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 75% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.  
 †Adjusted total heat value for eating in a restaurant: includes 60 Btuh for food per individual (30 Btu sensible and 30 Btu latent).  
 ‡Bowling figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btuh) or standing and walking slowly (790 Btuh).  
 §Adapted with permission from the 1977 *Fundamentals*, ASHRAE Handbook & Product Directory.

Number: Edward G. Pita., *Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*, hal 110.

Label 6. Konstanta kecepatan angin.

Tipe konstruksi	a	b	c
Rapat	0,15	0,010	0,007
Sedang	0,20	0,015	0,014
Renggang	0,25	0,020	0,022

Number: W.F Stocker, dan Supratman Hara, *Refrigerasi dan Pendinginan Udara*, Erlangga, hal 205

Tabel 7. Ventilasi requirements for occupant

	Estimated Persons per 1000 ft <sup>2</sup> Floor Area	Required Ventilation, Air per Per- son	
		Minimum CFM	Recommended CFM
<b>RESIDENTIAL</b>			
Single unit dwellings			
Living areas, bedrooms	5	5	7-10
Kitchens, baths, toilet rooms	—	20	30-50
Multiple unit dwellings			
Living area, bedrooms	7	5	7-10
Kitchens, baths, toilet rooms	—	20	30-50
<b>COMMERCIAL</b>			
Public rest rooms	100	15	20-25
Merchandising			
Sales floors (basement and ground floors)	30	7	10-15
Sales floor (upper floors)	20	7	10-15
Dining rooms	70	10	15-20
Kitchens	20	30	35
Cafeterias	100	30	35
Hotels, Motels			
Bedrooms	5	7	10-15
Living rooms	20	10	15-20
Baths, toilets	—	20	30-50
Beauty shops	50	25	30-35
Barber shops	25	7	10-15
Parking garages	—	1.5	2-3
Theaters			
Lobbies	150	20	25-30
Auditoriums (no smoking)	150	5	5-10
Auditoriums (smoking permitted)	150	10	10-20
Bowling alleys (seating area)	70	15	20-25
Gymnasiums and arenas			
Playing floors	70	20	25-30
Locker rooms	20	30	40-50
Spectator areas	150	20	25-30
Swimming pools	25	15	20-25
Offices			
General office space	10	15	15-25
Conference rooms	60	25	30-40
<b>INSTITUTIONAL</b>			
Schools			
Classrooms	50	10	10-15
Auditoriums	150	5	5-7.5
Gymnasiums	70	20	25-30
Libraries	20	7	10-12
Locker rooms	20	30	40-50
Hospitals			
Single, dual bedrooms	15	10	15-20
Wards	20	10	15-20
Operating rooms, delivery rooms	—	20	—

Sumber : Edward G. Pita., *Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*, hal 118.



Tabel 8. Bypass factor

COIL BYPASS FACTOR	TYPE OF APPLICATION	EXAMPLE
0.50 to 0.50	A <i>small</i> total load or a load that is somewhat larger with a low sensible heat factor (high latent load).	Residence
0.20 to 0.30	Typical comfort application with a <i>relatively small</i> total load or a low sensible heat factor with a somewhat larger load.	Residence, Small Retail Shop, Factory
0.10 to 0.20	Typical comfort application.	Dept. Store, Bank, Factory
0.05 to 0.10	Applications with high internal sensible loads or requiring a large amount of outdoor air for ventilation.	Dept. Store, Restaurant, Factory
0 to 0.10	All outdoor air applications.	Hospital Operating Room, Factory

Sumber : Carrier Handbook. of, *Air Conditioning Design System*, Mc Graw Hill inc, hal 1-127

Tabel 9. Apparatus dewpoint factor

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*												ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*											
DB	RH	WB	W													DB	RH	WB	W												
(F)	(%)	(F)	(gr/lb)													(F)	(%)	(F)	(gr/lb)												
76	35	58.9	46.7	ESHF	1.00	.96	.91	.87	.84	.81	.79	.77	.74	75	20	53.2	25.7	ESHF	1.00	.98	.96	.94	.92	.90	.89						
				ADP	46.3	45	43	41	39	37	34	31	21						ADP	31.5	30	28	26	24	22	20					
	40	60.4	53.7	ESHF	1.00	.96	.89	.84	.81	.78	.76	.72	.70		25	54.8	32.1	ESHF	1.00	.95	.92	.90	.88	.86	.84						
				ADP	49.9	49	47	45	43	41	39	32	22						ADP	36.9	34	32	30	28	25	21					
	45	61.9	60.4	ESHF	1.00	.94	.86	.81	.77	.74	.71	.69	.67		30	56.5	38.5	ESHF	1.00	.97	.93	.90	.87	.85	.82	.80	.79				
				ADP	53.2	52	50	48	46	44	40	37	31						ADP	41.4	40	38	36	34	32	28	24	20			
	60	63.4	67.4	ESHF	1.00	.93	.83	.77	.73	.69	.67	.65	.63		35	58.1	45.2	ESHF	1.00	.96	.91	.87	.84	.80	.78	.76	.75				
				ADP	56.2	55	53	51	49	46	43	40	32						ADP	45.5	44	42	40	38	34	31	27	22			
	55	64.9	74.0	ESHF	1.00	.94	.82	.75	.70	.67	.65	.62	.60	40	59.6	51.8	ESHF	1.00	.96	.89	.84	.81	.79	.76	.73	.71					
			ADP	58.7	58	56	54	52	50	48	44	38					ADP	49.1	48	46	44	42	40	37	32	24					
	60	66.2	80.9	ESHF	1.00	.90	.77	.70	.66	.62	.60	.58	.57	45	61.1	58.2	ESHF	1.00	.94	.87	.81	.77	.75	.72	.69	.67					
			ADP	61.1	60	58	56	54	52	49	46	43					ADP	52.2	51	49	47	45	43	40	35	21					
	65	67.6	87.6	ESHF	1.00	.84	.72	.65	.61	.58	.56	.54	.53	50	62.6	65.0	ESHF	1.00	.92	.84	.78	.74	.71	.69	.66	.64					
			ADP	63.4	62	60	58	56	54	52	48	43					ADP	55.2	54	52	50	48	46	44	40	34					
	70	68.9	94.6	ESHF	1.00	.80	.67	.60	.56	.54	.52	.51	.50	55	64.0	71.5	ESHF	1.00	.94	.87	.78	.73	.69	.65	.63	.61					
			ADP	65.5	64	62	60	58	55	54	52	49					ADP	57.8	57	56	54	52	50	47	44	39					
													60	65.3	77.9	ESHF	1.00	.90	.77	.71	.66	.63	.61	.59	.58						
																ADP	60.1	59	57	55	53	51	49	46	43						
													65	66.7	84.8	ESHF	1.00	.84	.72	.65	.61	.59	.57	.55	.54						
																ADP	62.4	61	59	57	55	53	51	48	44						
													70	68.0	91.2	ESHF	1.00	.80	.73	.68	.61	.57	.54	.52	.51						
																ADP	64.5	63	62	61	59	57	55	52	49						

Sumber : Carrier Handbook. of, *Air Conditioning Design System*, Mc Graw Hill inc, hal 1-146.

Tabel 12. Ukuran pipa tembaga dan baja karbon.

Diameter nominal pipa	Diameter luar (mm)	Tebal dinding (mm)	Luas bidang luar (m <sup>2</sup> /m)	Luas penampang dalam (cm <sup>2</sup> )	Kapasitas (l/m)	Berat (kg/m)
6,4	6,35	0,8	0,01995	0,177	0,0177	0,124
12,7	12,70	1,0	0,03990	0,899	0,0899	0,327
15,9	15,876	1,2	0,04988	1,426	0,1426	0,493
19,1	19,051	1,2	0,05985	2,178	0,2178	0,598
25,4	25,401	1,4	0,07980	4,012	0,4012	0,938
31,8	31,751	1,4	0,09975	6,583	0,6583	1,187
38,1	38,101	1,6	0,11970	9,567	0,9567	1,630
44,5	44,450	1,6	0,13964	13,264	1,3264	1,914
50,8	50,802	1,8	0,15960	17,499	1,7409	2,464
63,5	63,502	2,0	0,19950	27,807	2,7807	3,400
76,2	76,203	2,3	0,23940	40,267	4,0267	4,748
88,9	88,903	2,6	0,27930	55,027	5,5027	6,258

Diameter nominal	Diameter luar (m)	Tebal dinding (mm)	Luas permukaan luar (m <sup>2</sup> /m)	Luas penampang (cm <sup>2</sup> )	Kapasitas (l/m)	Berat (kg/m)	Nomor Jadwal
3/4B	27,2	2,9	0,08545	3,597	0,3597	1,74	Jadwal 40
1B	34,0	3,4	0,10681	5,811	0,5811	2,57	-
1 1/4B	42,7	3,6	0,13415	9,898	0,9898	3,47	-
1 1/2B	48,6	3,7	0,15268	13,332	1,3332	4,10	-
2B	60,5	3,9	0,19007	21,813	2,1813	5,44	-
2 1/2B	76,3	4,5	0,23970	35,573	3,5573	7,97	Jadwal 20
3B	89,1	4,5	0,27992	50,391	5,0391	9,39	-
3 1/2B	101,6	4,5	0,31919	67,346	6,7346	10,8	-
4B	114,3	4,9	0,35909	85,768	8,5768	13,2	-
5B	139,8	5,1	0,43919	131,917	13,1917	16,9	-

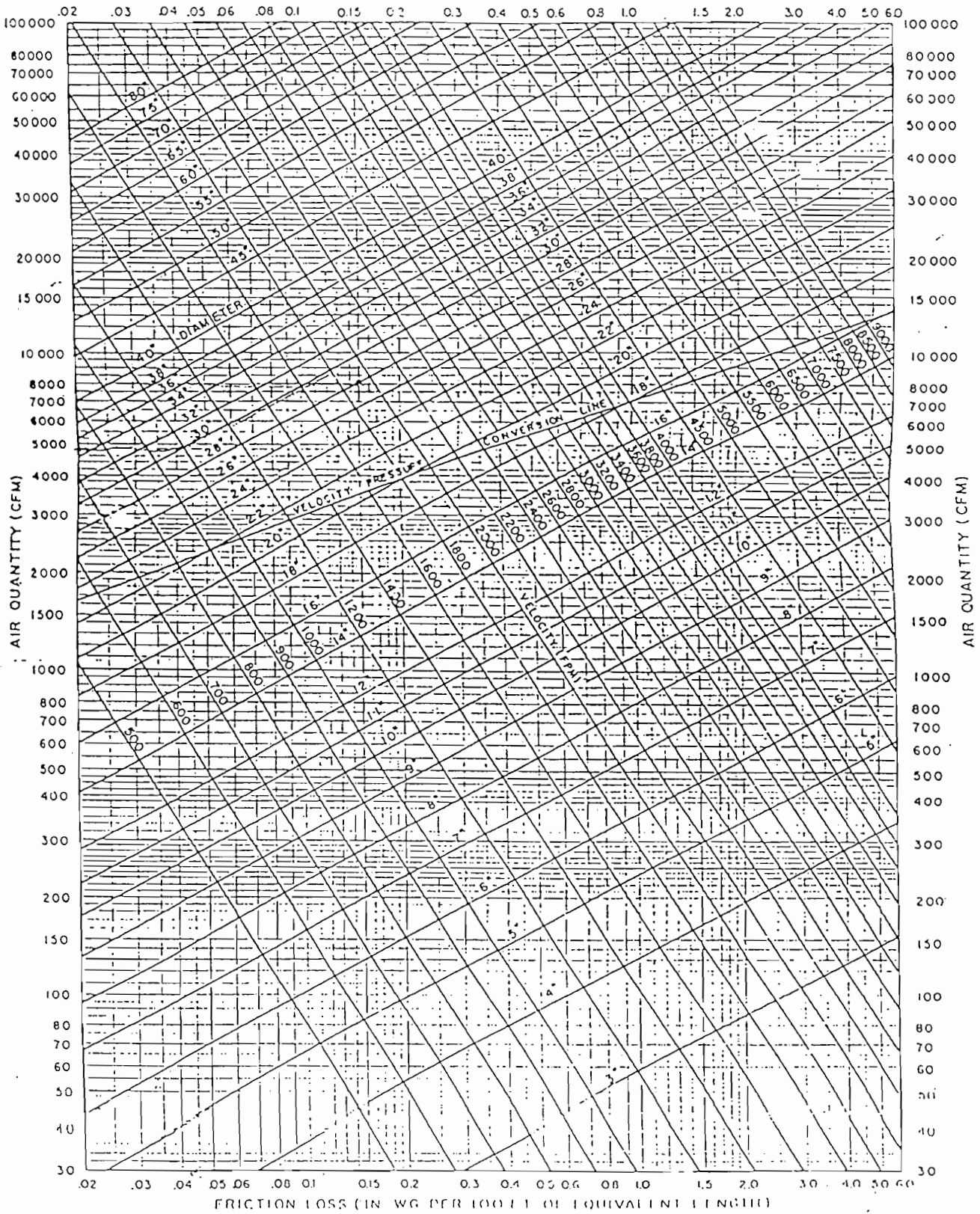
Wiranto Arismunandar. Penyegaran udara. Pradnya Paramita, hal 273.

Tabel 13. Percent section area in branches for maintaining equal friction.

CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %
1	2.0	26	33.5	51	59.0	76	81.0
2	3.5	27	34.5	52	60.0	77	82.0
3	5.5	28	35.5	53	61.0	78	83.0
4	7.0	29	36.5	54	62.0	79	84.0
5	9.0	30	37.5	55	63.0	80	84.5
6	10.5	31	39.0	56	64.0	81	85.5
7	11.5	32	40.0	57	65.0	82	86.0
8	13.0	33	41.0	58	65.5	83	87.0
9	14.5	34	42.0	59	66.5	84	87.5
10	16.5	35	43.0	60	67.5	85	88.5
11	17.5	36	44.0	61	68.0	86	89.5
12	18.5	37	45.0	62	69.0	87	90.0
13	19.5	38	46.0	63	70.0	88	90.5
14	20.5	39	47.0	64	71.0	89	91.5
15	21.5	40	48.0	65	71.5	90	92.0
16	23.0	41	49.0	66	72.5	91	93.0
17	24.0	42	50.0	67	73.5	92	94.0
18	25.0	43	51.0	68	74.5	93	94.5
19	26.0	44	52.0	69	75.5	94	95.0
20	27.0	45	53.0	70	76.5	95	96.0
21	28.0	46	54.0	71	77.0	96	96.5
22	29.5	47	55.0	72	78.0	97	97.5
23	30.5	48	56.0	73	79.0	98	98.0
24	31.5	49	57.0	74	80.0	99	99.0
25	32.5	50	58.0	75	80.5	100	100.0

Sumber : Carrier Handbook. of, Air Conditioning Design System, Mc Graw Hill inc, hal 2-46.

Table 14. Friction loss for round duct.



Sumber : Carrier Handbook of Air Conditioning Design System, Mc Graw Hill inc, hal 2-40.

Table 15. Duct dimension, section area, circular equivalent diameter and duct

glass.

SIDE	6		8		10 <sup>1</sup>		12		14		16		18		20		22		
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9													
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9	.94	13.1											
14	.52	9.7	.72	11.5	.91	12.9	1.09	14.2	1.28	15.3									
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5							
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7					
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9			
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1	
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1	
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.97	19.0	2.31	20.6	2.66	22.1	3.01	23.5	3.35	24.8	3.71	26.1	
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.1	2.86	22.9	3.25	24.4	3.60	25.7	3.90	27.1	
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	25.2	3.89	26.7	4.27	28.0	
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.93	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.25	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9	
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7	
36	1.18	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5	
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4	
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1	
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.1	2.98	23.4	3.57	25.6	4.15	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8	
44	1.38	15.9	1.95	18.9	2.52	21.5	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5	
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2	
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9	
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.46	25.2	4.15	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5	
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0	
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8	
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4	
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0	
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6	
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7	
68					3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7	
72					3.83	26.5	4.71	29.4	5.59	32.3	6.60	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.52	41.8	
76					4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.83	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8	
80					4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8	
84							5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.2	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6	
88							5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4	
92							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.39	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3	
96							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2	
100									7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6	
104									7.60	37.4	8.90	40.5	10.3	43.5	11.6	46.2	13.0	48.8	
108									7.90	38.0	9.20	41.2	10.6	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6	
112									8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	13.8	50.3	
116											9.80	42.4	11.3	45.5	12.6	48.1	14.3	51.3	
120											10.0	42.8	11.5	46.0	13.1	49.1	14.4	51.5	
124											10.3	43.5	11.9	46.7	13.4	49.6	15.0	52.4	
128											10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.5	53.3	
132												12.5	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9		
136												12.8	48.5	14.5	51.6	16.2	54.5		
140												13.0	48.8	14.7	52.0	16.5	55.0		
144												13.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.6		

\*Circular equivalent diameter (d.). Calculated from  $d_c = 1.3 \frac{(ab)^{0.33}}{(a+b)^{0.33}}$

†Large numbers in table are duct class.

Lanjutan

SIDE	24		26		28		30		32		34		36		38		40	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10																		
12																		
14																		
16																		
18																		
20																		
22																		
24	3.74	26.2																
26	4.03	27.2	4.40	28.4														
28	4.33	28.2	4.74	29.5	5.10	30.6												
30	4.68	29.3	5.07	30.5	5.44	31.6	5.86	32.8										
32	4.94	30.1	5.37	31.4	5.79	32.6	6.23	33.8	6.68	35.0								
34	5.24	31.0	5.69	32.3	6.15	33.6	6.60	34.8	7.06	36.0	7.54	37.2						
36	5.58	32.0	5.94	33.0	6.52	34.6	6.99	35.8	7.46	37.0	7.95	38.2	8.46	39.4				
38	5.86	32.8	6.38	34.2	6.87	35.5	7.34	36.7	7.87	38.0	8.37	39.2	8.89	40.4	9.43	41.6		
40	6.15	33.6	6.71	35.1	7.22	36.4	7.71	37.6	8.29	39.0	8.81	40.2	9.34	41.4	9.89	42.6	10.5	43.8
42	6.45	34.4	7.03	35.9	7.58	37.3	8.12	38.6	8.68	39.9	9.21	41.1	9.80	42.4	10.4	43.6	11.0	44.8
44	6.75	35.2	7.34	36.7	7.91	38.1	8.50	39.5	9.07	40.8	9.61	42.0	10.3	43.4	10.8	44.6	11.4	45.8
46	7.03	35.9	7.63	37.4	8.25	38.9	8.85	40.3	9.48	41.7	10.1	43.0	10.7	44.3	11.3	45.6	11.9	46.8
48	7.30	36.6	7.95	38.2	8.59	39.7	9.25	41.2	9.89	42.6	10.5	43.9	11.1	45.2	11.8	46.5	12.4	47.8
50	7.58	37.3	8.25	38.9	8.90	40.4	9.61	42.0	10.3	43.5	10.9	44.8	11.6	46.1	12.2	47.4	13.0	48.8
52	7.87	38.0	8.55	39.6	9.25	41.2	9.98	42.8	10.7	44.3	11.4	45.7	12.1	47.1	12.7	48.3	13.5	49.7
54	8.16	38.7	8.85	40.3	9.61	42.0	10.4	43.6	11.0	45.0	11.8	46.5	12.6	48.0	13.2	49.2	14.0	50.6
56	8.42	39.3	9.16	41.0	9.94	42.7	10.7	44.3	11.4	45.8	12.2	47.3	13.0	48.8	13.7	50.1	14.5	51.5
58	8.63	39.8	9.48	41.7	10.3	43.4	11.0	45.0	11.8	46.6	12.6	48.1	13.4	49.6	14.2	51.0	15.0	52.4
60	8.89	40.4	9.75	42.3	10.5	44.0	11.4	45.8	12.2	47.3	13.0	48.9	13.8	50.4	14.6	51.8	15.5	53.3
64	9.43	41.6	10.3	43.5	11.2	45.4	12.1	47.2	12.9	48.7	13.8	50.4	14.7	52.0	15.5	53.4	16.5	55.0
68	9.98	42.8	10.9	44.7	11.8	46.6	12.8	48.4	13.7	50.2	14.6	51.8	15.6	53.5	16.5	55.0	17.5	56.6
72	10.4	43.8	11.5	45.9	12.4	47.8	13.5	49.7	14.4	51.5	15.4	53.2	16.4	54.9	17.4	56.5	18.3	58.0
76	10.8	44.9	12.0	47.0	13.1	49.0	14.1	50.8	15.1	52.7	16.2	54.6	17.3	56.3	18.3	57.9	19.3	59.5
80	11.5	46.0	12.6	48.0	13.7	50.1	14.7	52.0	15.8	53.9	17.0	55.8	18.1	57.6	19.2	59.3	20.3	61.0
84	12.0	46.9	13.2	49.2	14.2	51.1	15.4	53.2	16.5	55.0	17.7	57.0	18.9	58.9	20.1	60.7	21.2	62.4
88	12.5	47.9	13.7	50.1	14.8	52.2	16.1	54.3	17.3	56.3	18.5	58.2	19.7	60.1	20.9	62.0	22.1	63.7
92	12.9	48.7	14.2	51.1	15.5	53.4	16.7	55.4	18.0	57.4	19.2	59.4	20.5	61.3	21.8	63.2	23.0	65.0
96	13.3	49.5	14.8	52.2	15.9	54.0	17.2	56.2	18.6	58.5	19.7	60.2	21.1	62.2	22.7	64.5	24.0	66.3
100	13.9	50.6	15.0	52.5	16.7	55.3	17.9	57.1	19.2	59.4	20.6	61.5	21.6	63.0	23.4	65.5	24.8	67.5
104	14.6	51.8	15.8	53.9	17.1	56.0	18.6	58.5	19.9	60.5	21.4	62.6	22.7	64.5	24.1	66.5	25.6	68.5
108	14.8	52.1	16.2	54.6	17.6	56.8	19.2	59.4	20.5	61.4	22.0	63.5	23.5	65.7	24.8	67.5	26.5	69.7
112	15.1	52.7	16.8	55.5	18.3	58.0	19.7	60.1	21.1	62.3	22.5	64.3	24.5	67.0	25.7	68.7	27.1	70.5
116	15.8	53.9	17.3	56.4	18.9	58.9	20.3	61.1	22.0	63.6	23.5	65.7	24.8	67.5	26.2	69.4	28.2	71.9
120	16.2	54.6	17.8	57.1	19.4	59.6	20.9	62.0	22.7	64.5	24.2	66.7	26.1	69.3	27.2	70.6	29.0	73.0
124	16.6	55.2	18.4	58.1	19.8	60.3	21.6	63.0	23.2	65.4	25.2	68.0	26.5	69.8	28.2	71.9	29.8	74.0
128	17.1	56.0	18.8	58.8	20.3	61.1	22.3	64.0	23.7	66.0	25.6	68.6	27.3	70.8	28.7	72.6	30.2	74.5
132	17.4	56.5	19.3	59.5	20.8	61.8	22.6	64.4	24.5	67.0	26.3	69.5	28.2	72.0	29.8	74.0	30.9	76.6
136	17.9	57.3	19.7	60.2	21.4	62.7	23.0	65.0	25.1	67.9	26.9	70.3	29.1	72.6	30.5	74.8	31.6	77.3
140	18.5	58.2	20.3	61.0	22.3	64.0	24.1	66.5	25.9	69.0	27.5	71.1	29.4	73.5	31.5	76.0	33.4	78.3
144	18.8	58.7	20.6	61.5	22.7	64.5	24.4	67.5	26.3	69.5	28.2	72.0	29.9	74.5	32.0	75.5	34.0	79.0

Drafter equivalent diameter (d). Calculated from  $d = 1.3 \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$

\*Large numbers in side are drafter class.

# Lanjutan

SIDE	42		44		46		48		50		52		54		56		58	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
42	11.8	43.9																
44	12.0	44.9	12.4	46.1														
46	12.3	47.9	12.1	49.1	12.4	50.3												
48	12.0	48.9	12.7	50.2	14.3	51.3	15.1	52.4										
50	12.3	49.4	14.2	51.2	14.9	52.3	15.7	53.4	16.3	54.7								
52	14.1	50.4	14.8	52.2	15.1	53.3	16.2	54.4	17.0	55.4	17.4	56.9						
54	14.4	51.4	15.4	53.2	16.1	54.3	16.4	55.4	17.4	56.8	18.2	57.9	19.2	59.4				
56	15.1	52.2	15.9	54.1	16.7	55.3	17.4	56.5	18.2	57.4	18.9	58.9	19.6	60.0	20.5	61.3		
58	15.7	53.2	16.5	55.0	17.2	56.2	18.0	57.5	18.8	58.8	19.4	60.0	20.4	61.2	21.1	62.3	22.0	63.5
60	16.2	54.4	17.0	55.9	17.8	57.1	18.6	58.5	19.5	59.8	20.3	61.0	21.1	62.2	21.8	63.3	22.5	64.3
64	17.2	56.4	18.1	57.7	19.0	59.0	19.8	60.3	20.7	61.6	21.4	62.9	22.4	64.1	23.2	65.3	24.4	66.9
68	18.3	58.0	19.3	59.3	20.1	60.4	21.1	61.1	21.9	62.4	22.9	64.4	23.8	66.1	24.7	67.3	25.1	68.4
72	19.4	59.4	20.3	61.1	21.4	62.4	22.3	63.9	23.1	65.2	24.1	66.4	25.1	67.9	26.1	69.2	27.1	70.5
76	20.4	61.2	21.4	62.7	22.4	64.1	23.4	65.6	24.3	67.0	25.3	68.4	26.4	69.6	27.5	71.0	28.9	72.8
80	21.4	62.7	22.4	64.1	23.5	65.7	24.6	67.2	25.7	68.7	26.8	70.1	28.1	71.8	28.8	72.7	30.1	74.3
84	22.4	64.1	23.5	65.7	24.7	67.3	25.8	68.8	26.9	70.3	28.1	71.8	29.1	73.1	30.2	74.5	31.5	76.0
88	23.3	65.4	24.5	67.0	25.7	68.7	26.7	70.3	28.1	71.8	29.1	73.1	30.2	74.5	31.7	75.7	33.7	77.5
92	24.3	66.8	25.4	68.5	26.4	70.1	28.1	71.4	29.2	73.3	30.4	74.9	31.9	76.5	32.1	77.9	34.3	79.2
96	25.3	68.0	26.7	70.0	27.4	71.1	29.4	73.5	30.2	74.5	31.8	76.4	32.3	78.0	33.9	78.9	35.7	80.9
100	26.0	69.1	27.1	70.5	28.0	72.9	30.2	74.5	31.4	76.1	32.7	77.5	33.8	78.7	35.5	80.7	36.4	82.0
104	27.1	70.5	28.4	72.2	29.4	74.0	31.1	75.5	32.7	77.5	34.0	79.0	35.4	81.0	37.1	82.5	38.5	84.1
108	28.0	71.7	29.5	73.4	30.4	74.9	32.3	77.0	33.3	78.2	35.3	80.5	36.4	82.0	38.5	84.0	39.4	85.5
112	29.2	73.2	30.3	74.5	31.9	76.5	33.1	78.0	34.9	80.0	36.4	82.0	38.0	83.5	39.8	85.5	40.8	86.5
116	30.0	74.2	32.0	76.4	32.7	77.5	34.0	79.0	35.9	81.2	38.0	83.5	39.8	85.5	41.0	86.7	42.4	88.2
120	30.7	75.0	32.7	77.5	33.4	78.5	35.4	81.0	37.4	82.9	39.4	85.0	40.9	86.4	41.9	87.7	43.4	89.4
124	31.5	76.0	33.4	78.5	34.5	79.5	36.5	81.4	38.5	84.1	40.7	86.1	41.5	87.3	43.3	89.1	44.4	90.5
128	32.1	76.8	34.0	79.0	35.2	81.5	37.5	83.0	39.2	84.8	41.4	87.2	43.9	88.7	44.4	90.5	46.4	92.5
132	32.3	76.0	34.9	80.0	36.9	82.3	38.4	84.4	40.7	86.4	43.7	88.5	44.1	90.0	44.0	91.9	48.0	93.9
136	34.0	79.0	35.4	80.4	38.0	83.5	39.7	85.4	41.7	87.5	43.4	89.7	44.4	90.7	47.4	93.3	49.7	95.5
140	35.3	80.5	37.0	82.4	38.4	84.4	40.5	86.2	42.4	88.2	44.9	90.8	46.5	92.4	48.4	94.4	50.3	96.1
144	35.8	81.1	37.4	83.3	40.0	85.7	41.4	87.2	44.1	90.0	45.4	91.5	47.4	93.7	49.7	95.5	51.5	97.2

SIDE	60		64		68		72		76		80		84		88		92	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
42																		
44																		
46																		
48																		
50																		
52																		
54																		
60	33.5	65.7																
64	35.0	67.7	34.7	70.0														
68	34.5	69.7	34.3	72.1	30.2	74.4												
72	38.0	71.7	39.9	74.1	31.8	76.4	33.8	78.4										
76	39.5	73.6	31.4	74.1	33.3	78.4	33.7	80.9	37.7	83.2								
80	31.0	75.4	32.2	78.1	35.3	80.4	37.4	82.4	39.4	85.3	41.7	87.5						
84	32.5	77.2	34.4	79.9	37.0	82.4	39.2	84.4	41.4	87.2	43.7	89.6	46.0	91.9				
88	34.0	79.0	36.2	81.4	38.4	84.2	41.1	86.8	43.4	89.2	45.7	91.6	48.0	93.9	30.5	96.3		
92	35.4	80.4	37.9	83.4	40.3	86.0	42.9	88.7	45.3	91.2	47.7	93.6	50.1	95.9	52.7	94.3	55.1	100.5
96	37.0	82.4	39.4	85.5	42.1	87.9	44.4	90.5	47.5	93.4	49.4	95.4	51.9	97.6	55.2	100.6	57.8	103.0
100	38.4	82.9	41.2	87.0	44.3	90.2	47.5	92.4	50.3	94.0	51.9	97.4	53.3	98.9	56.7	102.0	60.1	105.0
104	40.3	86.0	42.8	88.6	46.1	92.0	48.3	94.0	51.5	97.2	53.4	99.2	57.3	102.5	59.5	104.5	62.4	107.0
108	41.7	87.5	44.1	90.0	46.9	92.8	50.1	95.9	52.0	98.4	55.4	101.0	58.5	103.6	61.0	105.5	64.7	109.0
112	43.3	88.1	45.2	91.2	48.9	94.7	51.7	97.4	54.2	99.8	57.4	102.6	58.9	104.0	62.8	104.2	67.1	111.0
116	44.1	90.0	47.4	92.5	51.1	96.4	53.7	99.3	57.0	102.3	60.1	105.0	63.3	107.8	64.3	110.2	69.3	112.4
120	45.5	91.4	49.7	95.5	51.8	97.5	55.8	101.3	58.9	104.0	62.4	107.0	65.5	109.6	69.0	112.5	72.1	115.0
124	47.1	93.0	49.8	95.6	53.4	99.4	56.7	102.0	60.1	105.0	63.4	108.0	64.3	110.2	69.3	112.4	73.2	116.0
128	47.4	93.5	51.3	97.0	55.4	100.8	58.7	103.4	61.4	106.5	65.5	109.4	68.1	111.4	72.3	115.2	74.3	118.3
132	49.7	95.5	53.0	98.6	56.3	101.6	60.1	105.0	64.3	106.5	68.4	112.0	71.4	114.8	74.6	117.0	78.5	120.0
136	50.3	96.1	54.9	100.4	58.9	104.0	62.3	106.8	64.7	109.0	69.4	113.0	73.8	115.4	74.7	114.4	81.5	122.3
140	52.4	98.1	55.4	101.0	60.4	105.3	63.8	108.2	67.4	111.5	71.4	114.5	75.4	117.4	79.1	120.5	82.7	122.2
144	54.1	99.4	57.8	103.0	61.2	106.0	64.7	109.0	69.1	112.6	73.2	114.0	78.0	119.4	81.1	122.0	85.2	125.0

\*Circular equivalent diameter (d<sub>c</sub>). Calculated from  $d_c = 1.3 \frac{(ab)^{0.5}}{(a+b)^{0.25}}$  : Large numbers in table are duct class.

Sumber : Carrier Handbook of Air Conditioning Design System, Mc Graw Hill inc, hal 2-34.

Tabel 16. Recommended maximum duct velocities for lowvelocity sytem (FPM)

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1500	1300	1200	1000
Private Offices Directors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1500	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

Sumber : Carrier Handbook. of, *Air Conditioning Design System*, Mc Graw Hill inc, hal 2-37.

Tabel 17. Velocity pressure.

VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg.)	VELOCITY (Ft/Min)
.01	400	.29	2150	.58	3050	1.24	4530
.02	565	.30	2190	.60	3100	1.32	4600
.03	695	.31	2230	.62	3150	1.36	4670
.04	800	.32	2260	.64	3200	1.40	4730
.05	895	.33	2300	.66	3250	1.44	4800
.06	980	.34	2330	.68	3300	1.48	4870
.07	1060	.35	2370	.70	3350	1.52	4930
.08	1130	.36	2400	.72	3390	1.56	5000
.09	1200	.37	2440	.74	3440	1.60	5060
.10	1270	.38	2470	.76	3490	1.64	5120
.11	1330	.39	2500	.78	3530	1.68	5190
.12	1390	.40	2530	.80	3580	1.72	5250
.13	1440	.41	2560	.82	3620	1.76	5310
.14	1500	.42	2590	.84	3670	1.80	5370
.15	1550	.43	2620	.86	3710	1.84	5430
.16	1600	.44	2650	.88	3750	1.88	5490
.17	1650	.45	2680	.90	3790	1.92	5550
.18	1700	.46	2710	.92	3840	1.96	5600
.19	1740	.47	2740	.94	3880	2.00	5660
.20	1790	.48	2770	.96	3920	2.04	5710
.21	1830	.49	2800	.98	3960	2.08	5770
.22	1880	.50	2830	1.00	4000	2.12	5830
.23	1920	.51	2860	1.04	4000	2.16	5880
.24	1960	.52	2880	1.08	4160	2.20	5940
.25	2000	.53	2910	1.12	4230	2.24	5990
.26	2040	.54	2940	1.16	4310	2.28	6040
.27	2080	.55	2970	1.20	4380		
.28	2120	.56	2990	1.24	4460		

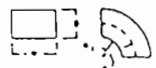

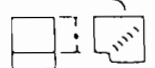
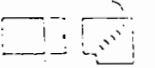
NOTES: 1. Data for standard air (29.92 in. Hg and 70 F)

2. Data derived from the following equation

$$h_v = \left( \frac{V}{4005} \right)^2 \quad \text{where } V = \text{velocity in fpm.} \\ h_v = \text{pressure difference termed "velocity head" (in. wg).}$$

Sumber : Carrier Handbook. of, *Air Conditioning Design System*, Mc Graw Hill inc, hal 2-37

Tabel 18. Friction or rectangular elbows.

DUCT DIMENSIONS (In.)		RADIUS ELBOW NO VANES 	RADIUS ELBOW—WITH VANES†		SQUARE ELBOWS‡			
								
W	D	Radius Ratio† R/D = 1.25	R <sub>1</sub> = 6" (Recommended)	R <sub>1</sub> = 3" (Acceptable)	Double Thickness Turning Vanes	Single Thickness Turning Vanes		
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)								
			Vaness					
25	28	15	14	2	17	2	14	2
	24	13	17	1	15	2	13	1
	20	12	15	1	13	2	12	1
	16	10	11	1	11	2	10	1
	12	8			11	1	8	1
	10	7			9	1	7	1
	8	6			8	1	6	1
24	96°	58	17	3			23	3
	72°	37	17	3			21	3
	48°	22	20	2	20	3	18	3
	24°	13	16	1	14	2	12	2
	20	11	13	1	12	2	10	2
	16	10	11	1	10	2	9	2
	12	8			10	1	8	1
	10	7			8	1	7	1
	8	6			7	1	6	1
	6	5					4	1
20	80°	32	15	3			19	3
	60°	26	19	2			17	2
	40°	22	15	2	14	3	14	3
	20	11	12	1	10	2	10	2
	16	9	9	1	9	2	8	2
	12	7			9	1	7	1
	10	6			8	1	6	1
	8	5			7	1	5	1
	6	4					4	1
16	64°	26	9	3			14	3
	48°	21	12	2	12	3	12	3
	32°	15	11	2	9	3	11	3
	16	9	8	1	8	2	7	2
	12	7			8	1	6	1
	10	6			6	1	5	1
	8	5			6	1	5	1
	6	4					4	1
12	48°	19	8	2	8	3	10	3
	36°	16	7	2	7	3	9	3
	24°	11	6	1	6	2	8	2
	12	7			7	1	5	1
	10	6			5	1	5	1
	8	5			5	1	4	1
	6	4					3	1
10	40°	19	6	2	6	3	8	3
	30°	13	6	2	8	2	7	2
	20°	9	7	1	6	2	6	2
	10	5			5	1	4	1
	8	4			5	1	4	1
	6	4					3	1
8	32°	13	5	2	4	3	6	3
	24°	11	6	1	5	2	6	2
	16°	8	4	1	5	2	5	2
	8	4			4	1	3	1
	6	4					3	1
6	24°	10	4	1	4	2	4	2
	18°	8	3	1	4	2	4	2
	12°	6			4	1	3	1
	6	3					3	1

\*Denotes Hard Bends as shown

Hard Bend



Easy Bend



†For other radius ratios, see Table 10.

‡For other sizes, see Table 10.

Vaness must be located as illustrated in Chart 6, page 24, to have these minimum losses.

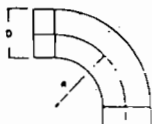
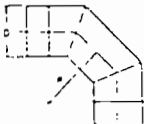
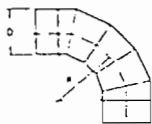
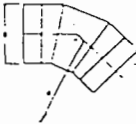

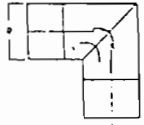
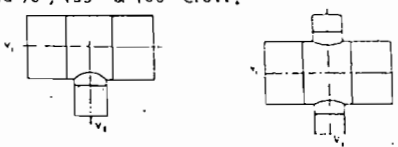
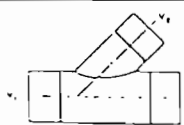
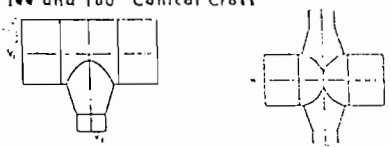


D	W	RADIUS ELBOW		RADIUS ELBOW—WITH VANES		SQUARE ELBOWS	
		NO VANES	R/D = 1.25	$R/D = 6$ (Recommended)	$R/D = 3$ (Acceptable)	Double Thickness Turning Vanes	Single Thickness Turning Vanes

ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (ft)

W	D	Radius Elbow (No Vanes)	Radius Elbow (R/D = 1.25)	Radius Elbow (R/D = 6)	Radius Elbow (R/D = 3)	Square Elbow (Double Thickness Vanes)	Square Elbow (Single Thickness Vanes)
48	48	27	41	2	39	33	60
36	36	22	31	2	27	27	45
30	30	18	25	2	21	23	37
24	24	14	20	2	17	20	30
20	20	11	16	2	13	17	25
16	16	8	12	2	10	13	20
12	12	6	9	2	8	10	15
10	10	5	8	2	7	9	12
27	27	34	28	3	34	24	45
24	24	30	24	3	30	21	40
20	20	26	20	3	26	18	37
18	18	22	18	3	22	15	30
16	16	19	15	3	19	13	25
14	14	17	13	3	17	11	20
12	12	14	10	3	14	9	15
10	10	11	8	3	11	7	12
27	27	34	28	3	34	24	45
24	24	30	24	3	30	21	40
20	20	26	20	3	26	18	37
18	18	22	18	3	22	15	30
16	16	19	15	3	19	13	25
14	14	17	13	3	17	11	20
12	12	14	10	3	14	9	15
10	10	11	8	3	11	7	12

Tabel 19. Friction of raund duct system element

ELEMENT	CONDITION	L/D RATIO*
90° Smooth Elbow 	R/D = 1.5	9
90° 3-Piece Elbow 	R/D = 1.5	24
90° 5-Piece Elbow 	R/D = 1.5	12
45° 3-Piece Elbow 	R/D = 1.5	6
45° Smooth Elbow 	R/D = 1.5	4.5
90° Miter Elbow 	Vaned Not Vaned	22 65
ELEMENT	CONDITION	VALUE OF n†
90° Tee‡ and 90°, 135° & 180° Cross‡  Pressure Loss Thru Branch = nhv,	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0.2 \\ 0.5 \\ 1.0 \\ 5.0 \end{cases}$	4.0 2.0 1.75 1.6
45° Tee‡  Pressure Loss Thru Branch = nhv,	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0.8 \\ 1.0 \\ 2.0 \\ 3.0 \end{cases}$	.10 .44 1.21 1.47
90° Conical Tee and 180° Conical Cross  Pressure Loss Thru Branch = nhv,	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0.5 \\ 1.0 \\ 2.0 \\ 5.0 \end{cases}$	0.2 0.5 1.0 1.2

Sumber : Carrier Handbook of Air Conditioning Design System, Mc Graw Hill inc, hal 2-39.

Tabel 20. Weight of duct materials.

WEIGHT (lb/sq ft)	GAGE (THICKNESS) (In.)	WEIGHT PER SHEET (lb)		
		36 x 96	48 x 96	48 x 120
GALVANIZED STEEL, U.S. GAGE				
.906	26 ga. (.022)	21.8	29.0	36.2
1.156	24 ga. (.028)	27.7	37.0	46.2
1.406	22 ga. (.034)	33.6	45.0	56.2
1.656	20 ga. (.040)	39.7	53.0	66.2
2.156	18 ga. (.052)	51.6	70.0	86.2
2.656	16 ga. (.064)	63.6	85.0	106.2
3.281	14 ga. (.080)	78.8	105.0	131.2
HOT ROLLED STEEL, U.S. GAGE				
.750	26 ga. (.0179)	16.0	24.0	30.0
1.000	24 ga. (.0239)	24.0	32.0	40.0
1.250	22 ga. (.0299)	30.0	40.0	50.0
1.500	20 ga. (.0359)	36.0	48.0	60.0
2.000	18 ga. (.0476)	48.0	64.0	80.0
2.500	16 ga. (.0596)	60.0	80.0	100.0
3.125	14 ga. (.0747)	78.0	104.0	130.0
5.625	10 ga. (.1345)	135.0	180.0	225.0
ALUMINUM, B & S GAGE (3S)				
.388	24 ga. (.020)	6.9	9.2	11.5
.355	22 ga. (.025)	8.6	11.3	14.2
.456	20 ga. (.032)	11.0	14.6	18.2
.575	18 ga. (.040)	13.8	18.4	23.0
.724	16 ga. (.051)	17.4	23.2	29.0
.914	14 ga. (.064)	22.0	29.2	36.6
1.03	12 ga. (.071)	24.7	33.0	41.3
STAINLESS STEEL, U.S. GAGE (302)				
.66	28 ga. (.016)	15.8	21.1	26.4
.79	26 ga. (.019)	18.9	25.2	31.6
1.05	24 ga. (.025)	25.2	33.6	42.0
1.31	22 ga. (.031)	31.5	42.0	52.5
1.58	20 ga. (.038)	37.8	50.4	63.0
2.10	18 ga. (.050)	50.4	61.2	84.0
2.63	16 ga. (.063)	63.0	84.0	105.0
3.28	14 ga. (.076)	78.7	104.9	131.2
COPPER, OZ/SQ FT				
1.00	16 oz. (.0216)	24.0	32.0	40.0
1.25	20 oz. (.027)	30.0	40.0	50.0
1.50	24 oz. (.0323)	36.0	48.0	64.0
2.00	32 oz. (.0432)	48.0	64.0	80.0
2.25	36 oz. (.0486)	54.0	72.0	90.0
2.50	40 oz. (.0540)	60.0	80.0	100.0

Sumber: Carrier Handbook of Air Conditioning Design System, Mc Graw Hill inc, hal 2-63.

Tabel 21. Spesifikasi pompa sentrifugal

No. Pompa	Dimensi Pompa								Dimensi kaki pompa											Dimensi Shaft					
	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	a	b	b <sub>1</sub>	f	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	b	c	c <sub>1</sub>	e	m <sub>1</sub>	m <sub>2</sub>	m <sub>3</sub>	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	s <sub>1</sub>	s <sub>2</sub>	w	d.k.	l	t	u	v
32-125	50	32	80	113	113	350	112	140	50	75	14	25	100	70	50	150	140	8	15	255	24	50	27	8	100
32-160	50	32	80	116	125	350	132	150	50	75	14	25	100	70	50	240	190	8	15	255	24	50	27	8	100
32-200	50	32	80	128	137	360	160	160	50	75	14	25	100	70	50	240	190	8	18	265	24	50	27	8	100
32-250	50	32	100	164	171	350	180	225	65	75	14	25	125	55	50	320	250	8	18	265	24	50	27	8	100
40-125	50	40	80	113	113	360	142	140	50	75	14	25	100	70	50	150	140	8	15	255	24	50	27	8	100
40-160	50	40	80	113	125	360	132	160	50	75	14	25	100	70	50	240	190	8	15	265	24	50	27	8	100
40-200	50	40	80	132	141	360	150	160	50	75	14	25	100	70	50	240	190	8	16	265	24	50	27	8	100
40-250	50	40	100	170	176	350	180	225	65	75	14	25	125	55	50	320	250	8	16	265	24	50	27	8	100
50-125	65	50	80	113	113	360	142	140	50	75	14	25	100	70	50	210	160	8	15	255	24	50	27	8	100
50-160	65	50	80	115	121	360	132	160	50	75	14	25	100	70	50	240	190	8	15	255	24	50	27	8	100
50-200	65	50	100	133	147	360	160	160	50	75	14	25	100	70	50	265	212	8	15	265	24	50	27	8	100
50-250	65	50	100	161	176	350	180	225	65	75	14	25	125	55	50	320	250	8	16	265	24	50	27	8	100
40-315.1	50	40	125	154	203	470	225	250	65	100	14	25	125	55	50	345	250	12	16	370	32	60	35	10	140
55-125	60	65	100	113	125	360	132	160	50	75	14	25	100	70	50	240	190	8	16	265	24	50	27	8	100
55-160	60	65	100	125	147	360	160	160	50	75	14	25	100	70	50	265	212	8	15	265	24	50	27	8	100
55-200	60	65	100	145	155	360	160	200	50	75	14	25	100	70	50	265	212	8	15	265	24	50	27	8	100
55-250	60	65	100	165	184	350	180	225	65	75	14	25	125	55	50	320	250	8	16	265	24	50	27	8	100
50-315.1	65	50	125	200	215	470	225	250	65	100	14	25	125	55	50	345	250	12	16	370	32	60	35	10	140
60-125	100	60	100	125	148	360	160	160	65	75	14	25	125	55	50	260	212	8	16	265	24	50	27	8	100
60-160	100	60	100	130	156	360	160	200	65	75	14	25	125	55	50	260	212	8	16	265	24	50	27	8	100
60-200	100	60	100	164	171	360	160	225	65	75	14	25	125	55	50	320	250	8	16	265	24	50	27	8	100
60-250	100	60	100	160	205	470	250	250	80	100	15	25	150	120	50	360	260	8	20	370	32	80	35	10	140
55-315.1	60	65	125	200	229	470	225	250	60	100	15	25	160	120	50	400	315	12	20	370	32	80	35	10	140
100-160.1	125	100	125	153	192	360	180	225	65	75	14	25	125	55	50	320	250	8	18	265	24	50	27	8	100
100-200.1	125	100	125	161	189	470	180	250	65	100	14	25	125	55	50	345	260	8	18	370	32	80	35	10	140
100-250.1	125	100	125	164	210	470	225	280	80	100	15	25	160	120	50	400	315	12	18	370	32	80	35	10	140
80-315.1	100	80	125	220	244	470	250	315	60	100	19	25	160	120	50	400	315	12	20	370	32	80	35	10	140
80-400.1	100	80	125	253	276	530	280	355	80	160	19	30	160	120	52	435	355	12	20	370	42	115	45	12	140
100-160	125	100	125	172	225	470	230	250	80	100	15	25	160	120	50	350	280	8	18	370	32	80	35	10	140
100-200	125	100	125	173	213	470	200	260	80	100	15	25	160	120	50	350	280	8	18	370	32	80	35	10	140
100-250	125	100	140	190	220	470	225	280	80	100	19	25	160	120	50	400	315	12	20	370	32	80	35	10	140
100-315	125	100	140	225	255	470	250	315	80	100	19	25	160	120	50	400	315	12	18	370	32	80	35	10	140
100-400	125	100	140	253	260	530	230	355	100	160	24	30	200	150	52	500	400	12	20	370	42	115	45	12	140
125-200	150	125	140	195	244	470	250	315	80	100	19	25	160	120	50	400	315	12	20	370	32	80	35	10	140
125-250	150	125	140	226	275	470	250	355	80	100	19	25	160	120	50	400	315	12	18	370	32	80	35	10	140
125-315	150	125	140	236	278	530	280	355	100	160	24	30	200	150	52	500	400	12	20	370	42	115	45	12	140
125-400	150	125	140	275	305	530	315	400	100	160	24	30	200	150	52	500	400	12	20	370	42	115	45	12	140
150-200	200	150	160	238	315	470	280	400	100	160	24	25	200	150	50	550	450	12	20	370	32	80	35	10	140
150-250	200	150	160	228	298	530	260	375	100	160	24	30	200	150	52	500	400	12	20	370	32	115	45	12	140
150-315	200	150	160	255	303	530	315	400	100	160	24	30	200	150	52	550	450	12	20	370	42	115	45	12	140
150-400	200	150	160	235	325	530	315	450	100	160	24	30	200	150	52	550	450	12	20	370	42	115	45	12	140

Sumber : ETA-N CO.,LTD.

Tabel 22. Sifat refrijeran freon.

T, °C	$\rho_v$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_{p,v}$ , kJ/kg · °C	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s	$k$ , W/m · °C	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Pr	$\beta$ , K <sup>-1</sup>
<i>Diklorofluorametana, (freon), CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub></i>							
-50	1,546.75	0.8750	$0.310 \times 10^{-6}$	0.067	$0.501 \times 10^{-7}$	6.2	$2.63 \times 10^{-3}$
-40	1,518.71	0.8847	0.279	0.069	0.514	5.4	
-30	1,489.56	0.8956	0.253	0.069	0.526	4.8	
-20	1,460.57	0.9073	0.235	0.071	0.539	4.4	
-10	1,429.49	0.9203	0.221	0.073	0.550	4.0	
0	1,397.45	0.9345	$0.214 \times 10^{-6}$	0.073	$0.557 \times 10^{-7}$	3.8	
10	1,364.30	0.9496	0.203	0.073	0.560	3.6	
20	1,330.18	0.9659	0.198	0.073	0.560	3.5	
30	1,295.10	0.9835	0.194	0.071	0.560	3.5	
40	1,257.13	1.0019	0.191	0.069	0.555	3.5	
50	1,215.96	1.0216	0.190	0.067	0.545	3.5	

Sumber : J.P. Holman, Perpindahan Kalor, Erlangga, hal 58.

Tabel 23. Konversi satuan.

<b>LENGTH</b>	<b>TEMPERATURE</b>
<i>U.S.:</i> 12 in. = 1 ft = 0.333 yd	<i>U.S.:</i> F = R + 460
<i>metric:</i> 1 m = 100 cm = 1000 mm = $10^{-3}$ km = $10^6$ microns	<i>metric:</i> C = K + 273
<i>U.S.-metric:</i> 1 ft = 0.30 m	<i>U.S.-metric:</i> F = $9/5$ C + 32; C = $5/9$ (F - 32)
<i>SI</i> unit is the m	<i>SI</i> unit is the K
<b>AREA</b>	<b>ENERGY</b>
<i>U.S.:</i> 144 in. <sup>2</sup> = 1 ft. <sup>2</sup>	<i>U.S.:</i> 1 BTU = 778 ft-lb
<i>U.S.-metric:</i> 1 ft. <sup>2</sup> = 0.093 m <sup>2</sup>	<i>metric:</i> 1 J = 1 W-sec = 0.239 cal
<i>SI</i> unit is the m <sup>2</sup>	<i>U.S.-metric:</i> 1 BTU = 1055 J = 252 cal
<b>VOLUME</b>	<i>SI</i> unit is the J
<i>U.S.:</i> 1728 in. <sup>3</sup> = 1 ft. <sup>3</sup> = 7.48 gal	<b>POWER (RATE OF ENERGY)</b>
<i>U.S.-metric:</i> 1 ft. <sup>3</sup> = 0.0283 m <sup>3</sup>	2545 BTU/hr = 1 HP = 0.746 KW
<i>SI</i> unit is the m <sup>3</sup>	= 33,000 ft-lb/min
<b>MASS</b>	3410 BTU/hr = 1 KW
<i>U.S.:</i> 1 lb = 16 oz = 7000 gr	1 ton of refrigeration = 200 BTU/min = 12,000 BTU/hr
<i>metric:</i> 1 kg = 1000 g	<i>SI</i> unit is the W
<i>U.S.-metric:</i> 2.2 lb = 1 kg	<b>SPECIFIC HEAT</b>
<i>SI</i> unit is the kg	<i>U.S.-metric:</i> 1 BTU/lb-F = 1 cal/gm-C
<b>FORCE</b>	<b>HEAT TRANSFER COEFFICIENT U</b>
<i>U.S.-metric:</i> 1 lb = 4.45 N	<i>U.S.-metric:</i> 1 BTU/hr-ft <sup>2</sup> -F = 5.68 W/m <sup>2</sup> -C
<i>SI</i> unit is the N	<b>VOLUME FLOW RATE</b>
<b>VELOCITY</b>	<i>U.S.-metric:</i> 1 CFM = 1.70 m <sup>3</sup> /hr
<i>U.S.:</i> 1 ft/sec = 0.68 mi/hr	<b>USEFUL EQUIVALENTS FOR WATER</b>
<i>SI</i> unit is the m/sec	(accurate for typical calculations in 32-250 F temperature range)
<b>DENSITY</b>	<i>Density:</i> 8.33 lb = 1 gal; 1 ft <sup>3</sup> = 62.4 lb
<i>U.S.-metric:</i> 1 lb/ft <sup>3</sup> = 16.0 kg/m <sup>3</sup>	<i>Flow rate:</i> 1 GPM = 500 lb/hr
<i>SI</i> unit is the kg/m <sup>3</sup>	
<b>PRESSURE</b>	
<i>U.S.:</i> 1 psi = 2.3 ft w. = 2.04 in. Hg	
1 in. w. = 69.6 ft air	
<i>metric:</i> 1 atm = 101,300 N/m <sup>2</sup>	
<i>U.S.-metric:</i> 14.7 psi = 1 atm	
<i>SI</i> unit is the N/m <sup>2</sup> (Pa)	

Sumber : Edward G. Pita., *Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*, hal 441.

Tabel 24. Karakteristik dari air

Catatan  $Gr \cdot Pr = \left( \frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k} \right) z^3 \Delta T$

°F	°C	$c_p$ kJ/kg·°C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ kg/m·s	$k$ W/m·°C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k}$ 1/m <sup>3</sup> ·°C
32	0	4.225	999.8	$1.79 \times 10^{-4}$	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	$1.91 \times 10^4$
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	$6.34 \times 10^4$
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	$1.08 \times 10^5$
70	21.11	4.179	997.4	$2.8 \times 10^{-4}$	0.604	6.78	$1.46 \times 10^5$
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	$1.91 \times 10^5$
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	$2.48 \times 10^5$
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	$3.3 \times 10^5$
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	$4.19 \times 10^5$
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	$4.89 \times 10^5$
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	$5.66 \times 10^5$
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	$6.48 \times 10^5$
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	$7.62 \times 10^5$
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	$8.84 \times 10^5$
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	$9.85 \times 10^5$
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	$1.09 \times 10^6$
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	$9.51 \times 10^{-4}$			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

† Adaptasi dari A. I. Brown dan S. M. Marco, "Introduction to Heat Transfer," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1958.

Sumber : J.P. Holman, Perpindahan Kalor, Erlangga, hal 593.



Tabel 25. karakteristik dari udara

T, K	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ kJ/kg · °C	$\mu$ kg/m · s × 10 <sup>-5</sup>	$\nu$ m <sup>2</sup> /s × 10 <sup>-6</sup>	$k$ W/m · °C	$\alpha$ m <sup>2</sup> /s × 10 <sup>4</sup>	Pr
100	3.6210	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

† Dari Natl. Bur. Stand (U. S.) Circ. 564, 1965

Sumber : J.P. Holman, Perpindahan Kalor, Erlangga, hal 589.

Tabel 26. Karakteristik dari refrijeran 22.

T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	Limas 1 kJ/kg		Limas 2 kJ/kg K		Volume spesifik L/kg	
		h <sub>1</sub>	h <sub>g</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>g</sub>	v <sub>1</sub>	v <sub>g</sub>
-23	37,48	134,763	374,114	0,73284	1,87886	0,68266	337,182
-22	41,47	139,839	381,527	0,73599	1,86389	0,68856	414,822
-20	64,39	144,939	383,922	0,72919	1,85009	0,69326	324,557
-18	82,21	150,153	386,382	0,80216	1,83708	0,70219	226,969
-16	104,85	155,514	388,699	0,82490	1,82504	0,70936	205,745
-15	121,66	160,742	390,896	0,84743	1,81380	0,71680	166,400
-14	141,48	166,140	393,138	0,86976	1,80329	0,72452	135,544
-13	177,76	168,318	394,021	0,87864	1,79927	0,72769	125,563
-12	194,88	170,507	394,896	0,88743	1,79533	0,73092	116,214
-11	209,22	172,708	395,762	0,89630	1,79152	0,73425	107,701
-10	222,58	174,919	396,619	0,90506	1,78779	0,73783	99,962
-9	244,83	177,142	397,467	0,91386	1,78418	0,74091	92,8432
-8	264,29	179,376	398,308	0,92259	1,78059	0,74436	86,3546
-6	284,93	181,622	399,133	0,93129	1,77711	0,74786	80,4103
-4	306,78	183,878	399,951	0,93997	1,77371	0,75143	74,9572
-2	329,89	186,147	400,759	0,94862	1,77039	0,75506	69,9474
0	354,30	188,426	401,555	0,95725	1,76711	0,75876	65,3399
2	367,01	189,571	401,949	0,96155	1,76553	0,76063	63,1746
4	380,06	190,718	402,341	0,06585	1,76394	0,76253	61,0958
6	393,47	191,868	402,729	0,97014	1,76237	0,76444	59,0996
8	407,23	193,021	403,114	0,97442	1,76082	0,76636	57,1820
10	421,35	194,176	403,496	0,97870	1,75928	0,76831	55,3394
12	435,84	195,335	403,876	0,98297	1,75775	0,77028	53,5682
14	450,70	196,497	404,252	0,98724	1,75624	0,77226	51,8653
16	465,94	197,662	404,626	0,99150	1,75475	0,77427	50,2274
18	481,57	198,828	404,994	0,99575	1,75326	0,77629	48,6517
20	497,59	200,000	405,361	1,00000	1,75279	0,77834	47,1354
22	514,01	201,174	405,724	1,00424	1,75034	0,78041	45,6757
24	530,83	202,351	406,084	1,00848	1,74889	0,78249	44,2702
26	548,06	203,530	406,440	1,01271	1,74746	0,78460	42,9166
28	565,71	204,713	406,793	1,01694	1,74604	0,78673	41,6124
30	583,78	205,899	407,143	1,02116	1,74463	0,78889	40,3556
32	602,28	207,089	407,489	1,02537	1,74324	0,79107	39,1441
34	621,22	208,281	407,831	1,02958	1,74185	0,79327	37,9759
36	640,59	209,477	408,169	1,03379	1,74047	0,79549	36,8493
38	660,42	210,675	408,504	1,03799	1,73911	0,79775	35,7624
40	680,70	211,877	408,835	1,04218	1,73775	0,80002	34,7136
42	701,44	213,083	409,162	1,04637	1,73640	0,80232	33,7013
44	722,65	214,291	409,485	1,05056	1,73506	0,80465	32,7239
46	744,33	215,503	409,804	1,05474	1,73373	0,80701	31,7801
48	766,50	216,719	410,119	1,05892	1,73241	0,80939	30,8683
50	789,15	217,937	410,430	1,06309	1,73109	0,81180	29,9874
52	812,29	219,160	410,736	1,06726	1,72978	0,81424	29,1361
54	835,93	220,386	411,038	1,07142	1,72848	0,81671	28,3131
56	860,08	221,615	411,336	1,07559	1,72719	0,81922	27,5173
58	884,75	222,848	411,629	1,07974	1,72590	0,82175	26,7477
60	909,93	224,084	411,918	1,08390	1,72462	0,82431	26,0032
62	935,64	225,324	412,202	1,08805	1,72334	0,82691	25,2829
64	961,89	226,568	412,481	1,09220	1,72206	0,82954	24,5857
66	988,67	227,816	412,755	1,09634	1,72080	0,83221	23,9107
68	1016,0	229,068	413,025	1,10048	1,71953	0,83491	23,2572
70	1043,9	230,324	413,289	1,10462	1,71827	0,83765	22,6242
72	1072,3	231,583	413,548	1,10876	1,71701	0,84043	22,0111
74	1101,4	232,847	413,802	1,11290	1,71576	0,84324	21,4169

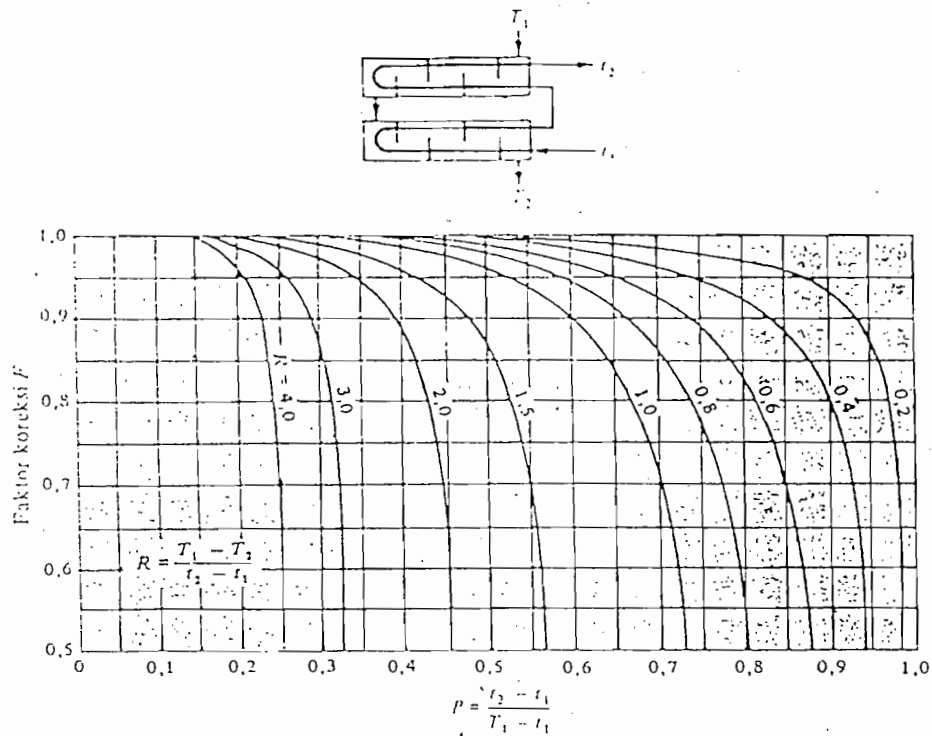


Lanjutan

t <sub>1</sub>	P <sub>1</sub> , kPa	Terdahulu		Terdahulu		A. Jumlah evaporasi	
		t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>
29	1161,1	235,787	414,273	1,12118	1,71177	0,84698	20,2829
30	1191,9	236,964	414,230	1,12530	1,71209	0,85193	19,7417
31	1223,2	237,944	414,262	1,12943	1,71673	0,85491	19,2168
32	1255,2	238,730	414,387	1,13355	1,70950	0,85793	18,7076
33	1287,8	240,520	415,207	1,13768	1,70826	0,86101	18,2135
34	1321,0	241,814	415,120	1,14181	1,70701	0,86412	17,7341
35	1354,8	243,116	415,027	1,14594	1,70576	0,86724	17,2686
36	1389,2	244,418	414,928	1,15007	1,70451	0,87035	16,8168
37	1424,3	245,722	414,821	1,15420	1,70325	0,87347	16,3779
38	1460,1	247,041	414,708	1,15833	1,70199	0,87710	15,9517
39	1496,5	248,361	414,588	1,16246	1,70073	0,88048	15,5378
40	1533,5	249,686	414,501	1,16659	1,69946	0,88392	15,1351
41	1571,2	251,016	414,426	1,17073	1,69819	0,88741	14,7439
42	1609,6	252,352	414,383	1,17486	1,69692	0,89097	14,3636
43	1648,7	253,694	414,333	1,17900	1,69564	0,89459	13,9938
44	1688,5	255,042	414,274	1,18315	1,69435	0,89828	13,6341
45	1729,0	256,396	414,208	1,18730	1,69305	0,90203	13,2841
46	1770,2	257,756	414,132	1,19145	1,69174	0,90586	12,9436
47	1812,1	259,123	414,048	1,19560	1,69043	0,90976	12,6122
48	1854,8	260,497	413,955	1,19977	1,68911	0,91374	12,2895
49	1898,2	261,877	413,852	1,20393	1,68777	0,91779	11,9753
50	1942,3	263,264	413,738	1,20811	1,68643	0,92193	11,6693
52	2032,8	266,062	413,983	1,21648	1,68370	0,93047	11,0806
54	2126,5	268,891	415,083	1,22489	1,68091	0,93939	10,5214
56	2223,2	271,754	418,137	1,23333	1,67805	0,94872	9,98952
58	2323,2	274,654	418,141	1,24183	1,67511	0,95850	9,48319
60	2426,6	277,594	418,049	1,25038	1,67285	0,96878	9,00062
62	2533,3	280,577	417,976	1,25899	1,66895	0,97966	8,54016
64	2643,5	283,607	417,802	1,26768	1,66570	0,99164	8,10023
66	2757,3	286,690	417,553	1,27647	1,66231	1,00317	7,67934
68	2874,7	289,832	417,226	1,28535	1,65876	1,01608	7,27695
70	2995,9	293,038	416,809	1,29436	1,65504	1,02987	6,88899
75	3316,1	301,399	415,299	1,31758	1,64472	1,06916	5,98334
80	3662,3	310,424	412,898	1,34223	1,63239	1,11810	5,14862
85	4036,8	320,505	407,101	1,36936	1,61673	1,18328	4,35815
90	4442,5	332,616	402,683	1,40155	1,59440	1,28230	3,56440
95	4883,5	351,767	388,708	1,45222	1,54712	1,52064	2,55133

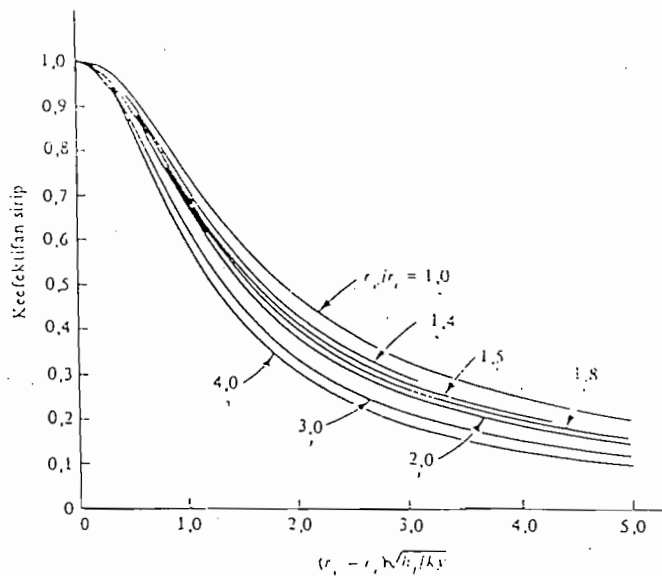
Sumber : W.F Stocker, dan Supratman Hara, Refrijerasi dan Pendinginan Udara, Erlangga, hal 398

## LAMPIRAN GAMBAR



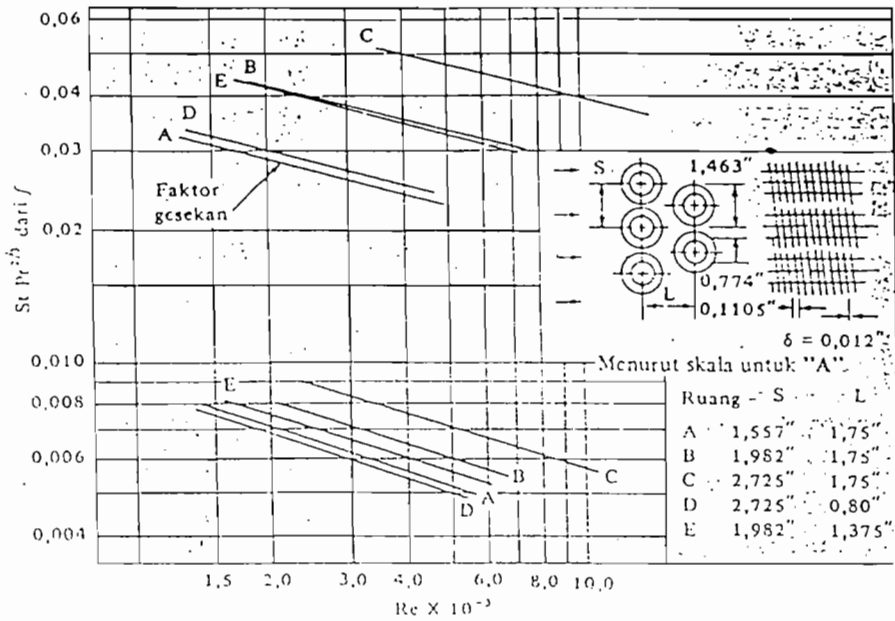
Gambar 1. Grafik factor koreksi untuk penukar kalor dengan 2 lintasan selongsong, dan empat delapan atau, masing-masing kelipatan dari lintasan tabung.

Sumber : J.P. Holman, Perpindahan Kalor, Erlangga, hal 493.



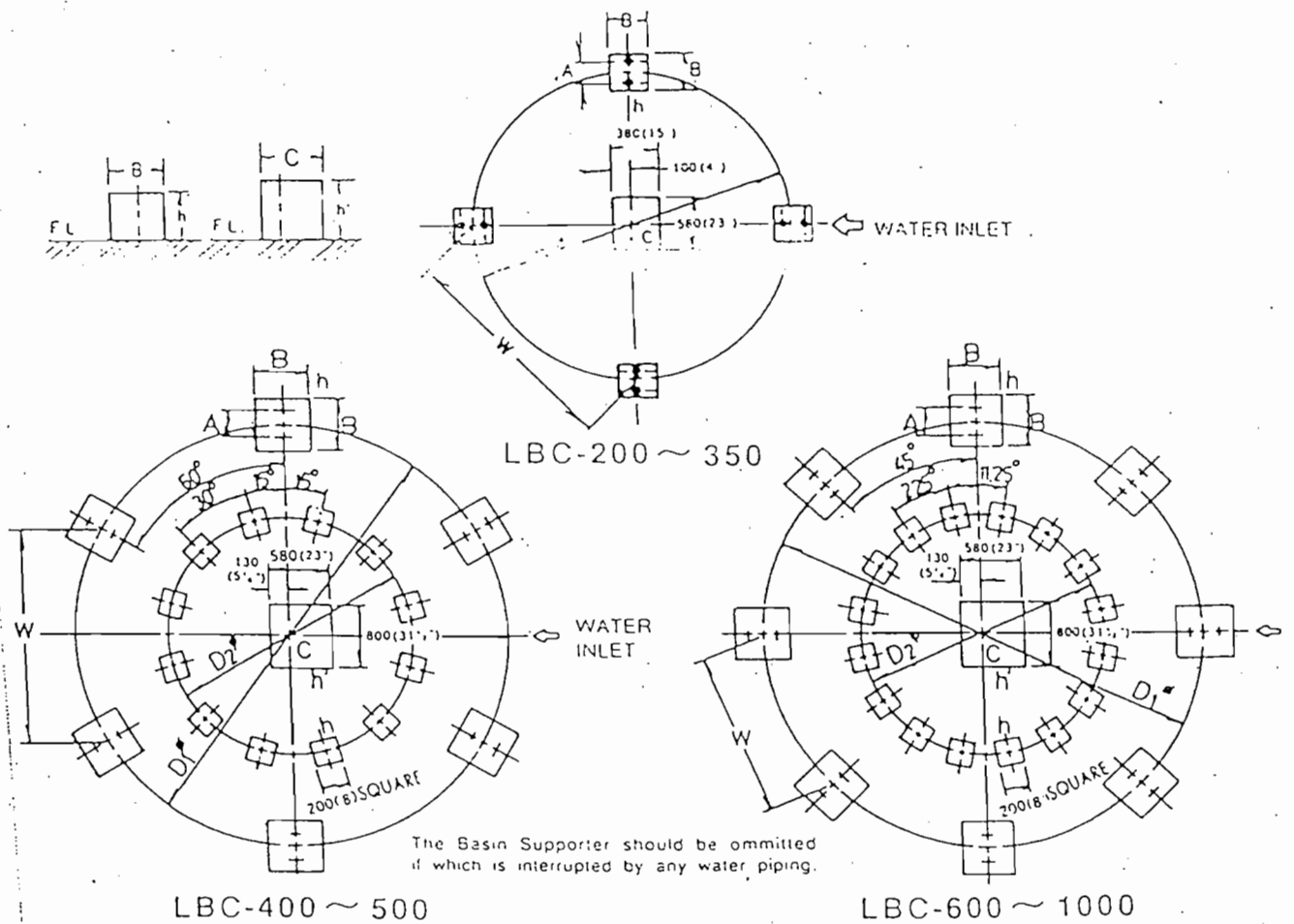
Gambar 2. Keefektifan sirip.

Sumber : Stocker W.P. dan Hara Supratman. Refrijerasi dan Pendinginan Udara. Erlangga, hal 228.



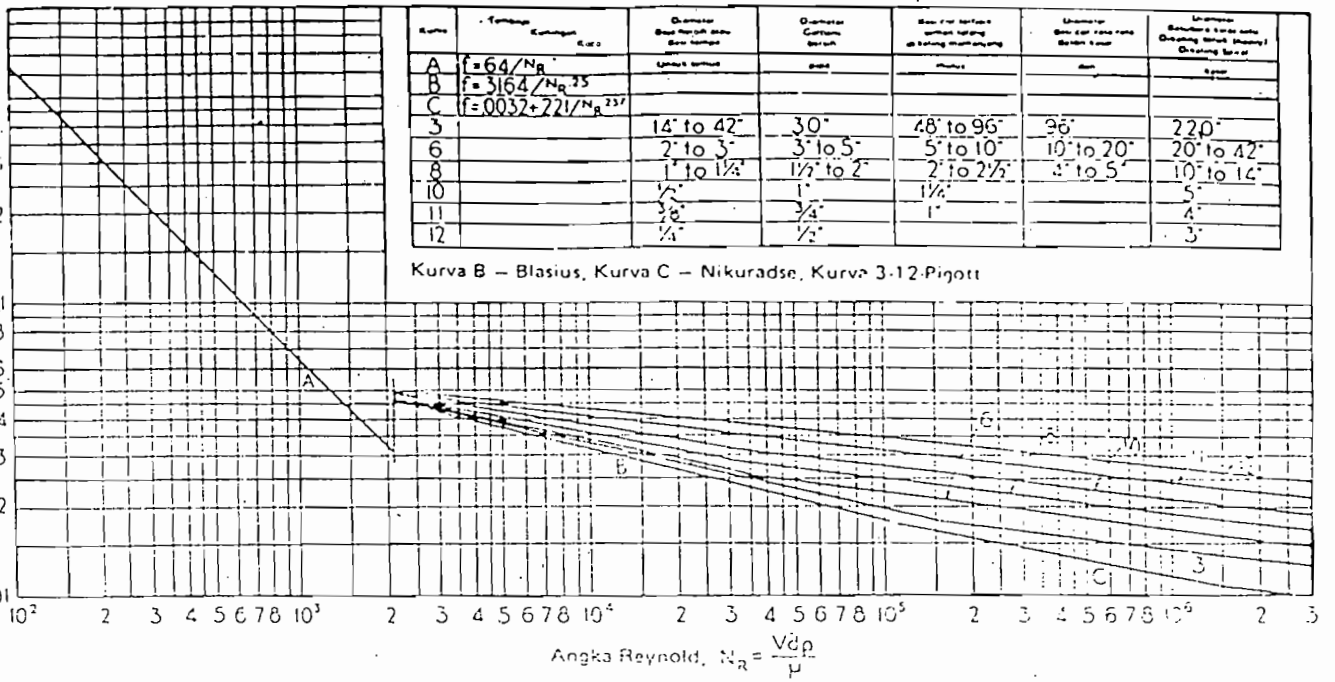
Gambar 3. Perpindahan kalor dan factor gesekan untuk alat penukar kalor bersirip lingkaran.

Sumber : J.P. Holman, Perpindahan Kalor, Erlangga, hal 514.



Gambar 4. Penampang menara pendingin model LBC.

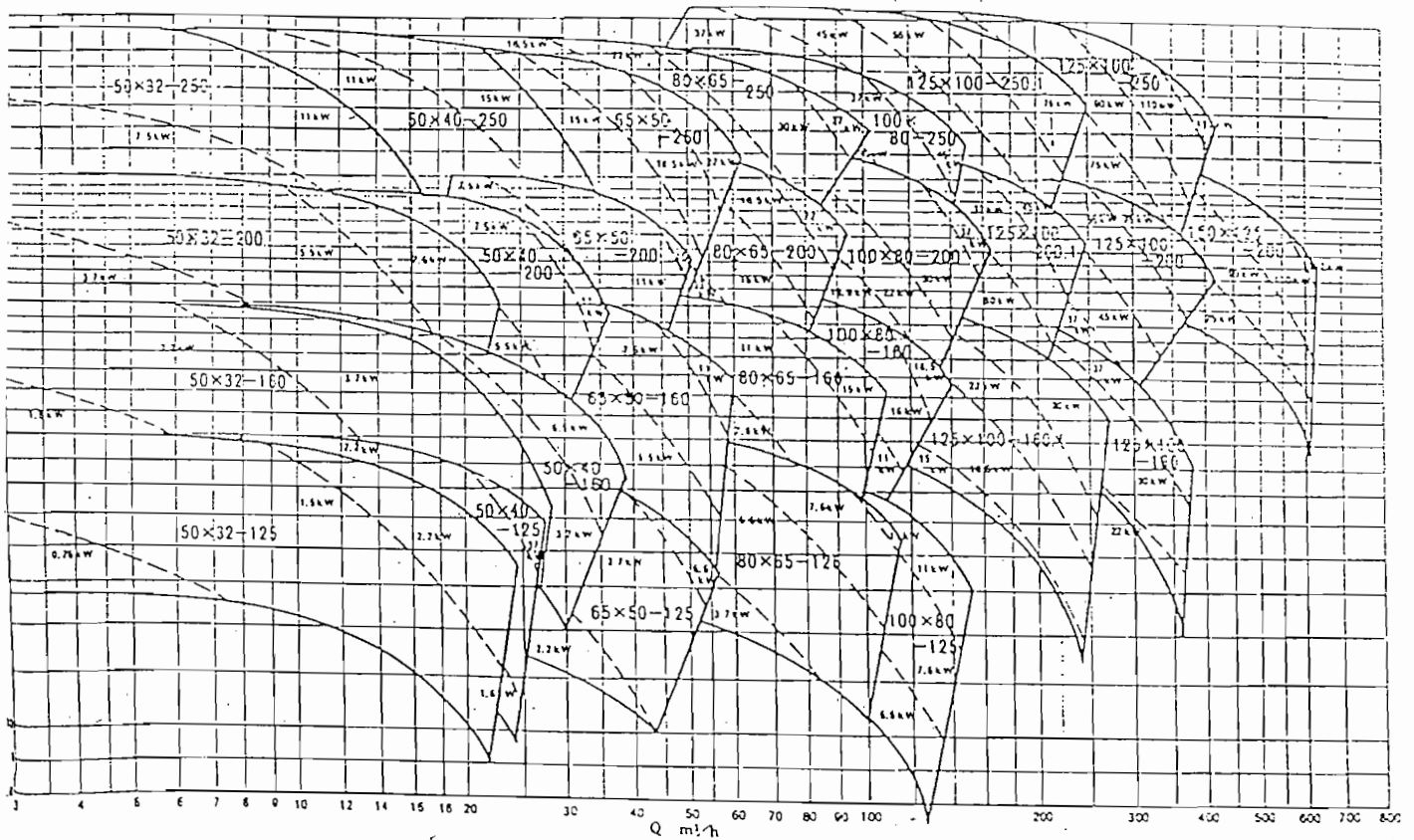
Sumber : LIANG CHI INDUSTRY CO., LTD.



Gambar 5. Faktor gesekan.

Sumber : Zulkifli Harahap. Pompa dan Blower Sentrifugal Erlangga hal 12.

50Hz-2P n=2900 1/min



Gambar 6. Spesifikasi pompa.

Sumber : ETA-N CO.,LTD.

