

**TUGAS AKHIR**  
**AIR CONDITIONING FOR CONVENTION CENTRE**

Untuk Memenuhi sebagian persyaratan  
mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh :  
**ROBERTUS RAHARJO**  
NIM : 995214138  
NIRM : 99005112310120138

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS SANATA DHARMA**  
**YOGYAKARTA**



2004

**TUGAS AKHIR**  
**AIR CONDITIONING FOR CONVENTION CENTRE**

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

NAMA : ROBERTUS RAHARJO

NIM : 995214138

Telah dipertahankan didepan Dewan Penguji

Pada tanggal : 26 Oktober 2004

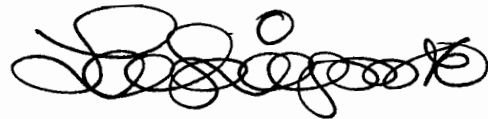
Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Gregorius Harianto

Anggota Dewan Penguji

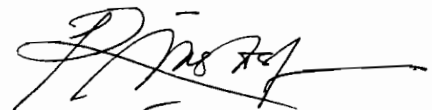


Ir. Y.B. Lukiyanto M.T.

Pembimbing Kedua



Ir. F.A. Rusdi Sambada



Ir. Rines M.T.



Budi Sugiharto S.T. M.T.

Yogyakarta, 2004

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MM., M.Sc.

## **PERNYATAAN KEASLIAN KARYA**

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan disuatu perguruan tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 26 Oktober 2004

(Robertus Raharjo)



TUGAS AKHIR/SKRIPSI PROGRAM S-1  
JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK  
UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA

No: 384 / F.T.USD/VI/ Februari 2004

NAMA : Robertus Raharjo  
NIM : 995214138  
NIRM : 990051123109170138  
Program Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik, Univ. Sanata Dharma Yogyakarta  
Judul TGA : Rancangan Sistem Pendinginan untuk Gedung di Kecamatan Lingsar  
Yogyakarta. Kondisi : Standar dan peralatan dan peralatan yang  
jengkap disertai detail misal Refly, ...

Tanggal dimulai : 29 Oktober 2003

Pembimbing II

Yogyakarta, 17 Februari 2004

Pembimbing I

Ir. I.A. Rusli S. Subadi, M. E.

## MOTTO

- ❖ **Selalu bersyukur dan berterima kasih kepada-Nya atas semua yang kita dapat.**
- ❖ **Cintailah Tuhan Allahmu dan cintailah sesamamu seperti dirimu sendiri.**
- ❖ **Aku ini hamba Tuhan jadilah menurut kehendakmu.**
- ❖ **Berani menyangkal diri dan memikul salib.**
- ❖ **Cinta untuk diberikan bukan diharapkan.**
- ❖ **Jadilah dirimu sendiri bukan orang lain.**
- ❖ **Mawas diri tiada henti.**
- ❖ **Selalu dengar hati nurani.**

## **PERSEMBAHAN**

Tugas Akhir perancangan ini kupersembahkan kepada Tuhan Yesus Kristus, Nusa dan Bangsa Indonesia, Universitas Sanata Dharma, Bapak Ibu dan keluarga, My first love 41217, semua teman dekatku serta teman-teman semuanya.

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan baik. Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan program pendidikan S1 di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Sanata Dharma Yogyakarta.

Tugas Akhir dengan judul “AIR CONDITIONING FOR CONVENTION CENTRE” ini tentang perancangan AC di gedung pertemuan, dengan kemampuan yang ada penulis berusaha mempersiapkan, penelitian, pengambilan data, pengumpulan dasar teori, perhitungan perancangan mesin AC untuk mendapatkan hasil perancangan. Hasil perancangan ini diharapkan dapat dijadikan sebagai bacaan pengetahuan tentang AC bagi pembaca.

Penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan segala pihak yang tidak disebutkan satu persatu, untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MM., M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Yosep Agung Cahyanta, S.T, M.T, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
3. Ir. G. Harjanto, selaku Dosen Pembimbing Utama Tugas Akhir.
4. Ir. F.A. Rusdi Sambada, M.T, selaku Dosen Pembimbing Kedua Tugas Akhir.

5. Segenap dosen dan karyawan Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
6. Bapak dan Ibu Condro Purnomo yang telah memberikan bantuan spiritual, material dan selalu aku cintai.
7. Kakak-kakakku (Purwati, Ritawati, Cahyono) dan adikku Candra yang selalu aku cintai, tante Karmila sekeluarga, tante Lut sekeluarga.
8. Aris, Lilik, Anggi, Herman, Klaus, Rina, Ria, Pranowo, Salim, Mr. Cank Trim's dukungannya.
9. Tira my half heart dan Indah suport with love.
10. Aladin X basecamp, Pasekan home, Kontrakan peace, wisma Jago, Borjo Oy'e matur tank you.
11. Teman-teman Teknik Mesin dan semua pihak yang telah memberikan bantuan serta dukungan sehingga penyusunan Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.

Penulis berharap perancangan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi adik-adik angkatan, teman-teman, dan semua pembaca. Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penulisan Tugas Akhir ini, oleh karena itu penulis menerima kritik dan saran yang membangun guna lebih sempurnanya Tugas Akhir perancangan.

Yogyakarta, Oktober 2004

Penulis



## DAFTAR ISI

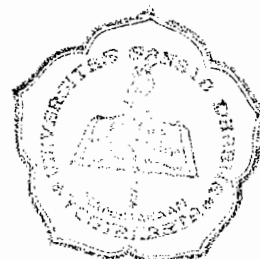
HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN PENGESAHAN .....	ii
HALAMAN PERNYATAAN KEASLIAN KARYA .....	iii
HALAMAN PERSOALAN.....	iv
HALAMAN MOTTO.....	v
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	vi
KATA PENGANTAR .....	vii
DAFTAR ISI .....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xii
INTISARI.....	xiv
ABSTRACT.....	xv

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Landasan Teori.....	1
1.2 Siklus Pendinginan Udara.....	3
1.3 Komponen Utama Mesin Refrigerasi.....	6
1.4 Refrigeran .....	22
1.5 Klasifikasi Penyegar Udara .....	30

### BAB II PERHITUNGAN BEBAN PENDINGINAN

2.1 Denah, Data, dan Lokasi Gedung .....	33
--	----



2.2 Perhitungan Beban Pendinginan .....	34
2.3 Diagram Psikometri .....	44

### **BAB III PERANCANGAN KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI**

3.1 Pemilihan Komponen Utama .....	50
3.2 Diagram Mollier .....	52
3.3 Pemilihan dan Perancangan Kompresor .....	55
3.4 Pemilihan dan Perancangan Kondensor .....	69
3.5 Pemilihan dan Perancangan Katup Ekspansi .....	81
3.6 Pemilihan dan Perancangan Evaporator .....	84
3.7 Komponen Pendukung .....	96

### **BAB IV PENGOPERASIAN, PEMELIHARAAN, DAN PERAWATAN**

4.1 Petunjuk Pengoperasian .....	107
4.2 Pemeliharaan dan Perawatan .....	109
4.3 Permasalahan dan pemecahan masalah .....	111

### **BAB V KESIMPULAN DAN PENUTUP**

5.1 Hasil Perhitungan Beban Pendinginan .....	117
5.2 Hasil Perancangan Komponen Utama .....	117
5.3 Hasil Perhitungan Komponen Pendukung .....	121
5.4 Kesimpulan .....	122
5.5 Penutup .....	123

**DAFTAR PUSTAKA**

**LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Siklus kompresi uap pada diagram T-s dan P-h .....	4
Gambar 1.2	Mesin Pendingin Absorpsi Uap .....	5
Gambar 1.3	Konstruksi Kompresor Torak (bersilinder ganda) .....	7
	kecepatan tinggi	
Gambar 1.4	Kompresor Putar Hermetik .....	8
Gambar 1.5	Unit Pendingin Air Sentrifugal .....	9
Gambar 1.6	Kondensor pendingin udara koil bersirip plat .....	10
Gambar 1.7	Kondensor koil pipa rangkap .....	11
Gambar 1.8	Kondensor Tabung dan Koil .....	12
Gambar 1.9	Kondensor Tabung dan Pipa horisontal .....	13
Gambar 1.10	Evaporator Tabung dan Pipa jenis kering .....	17
Gambar 1.11	Evaporator koil bersirip plat jenis ekspansi langsung .....	18
Gambar 1.12	Evaporator Tabung dan Koil .....	19
Gambar 1.13	Katup Ekspansi Otomatik Termostatik .....	20
	penyama tekanan konstan	
Gambar 1.14	Katup Ekspansi Manual .....	21
Gambar 1.15	Katup Ekspansi tekanan konstan .....	22
Gambar 1.16	AHU (Air Handling Unit) .....	30
Gambar 1.17	Unit Induksi jenis tekanan rendah .....	31
Gambar 1.18	Penyegar Udara Paket .....	32
Gambar 2.1	Deklinasi Matahari .....	35

Gambar 2.2	Cara menetapkan ETD dengan menggunakan $k$ dan $\Gamma$ .....	40
Gambar 2.3	Diagram Psikometri .....	49
Gambar 3.1	Karakteristik Temperatur yang bekerja pada kondensor .....	70
Gambar 3.2	Penampang sirip segi empat Kondensor .....	76
Gambar 3.3	Kipas udara Propeler .....	99
Gambar 3.4	Kipas udara Sirocco .....	101
Gambar 3.5	Saringan mula jenis tirai bergerak .....	102
Gambar 3.6	Saringan cairan .....	103
Gambar 3.7	Diagram Mollier .....	104
Gambar 3.8	Gedung Pertemuan GRAHA WANA BHAKTI YASA .....	105
Gambar 3.9	Penyegar Udara Paket pada gedung .....	106

## INTISARI

Pengkondisian udara adalah proses perlakuan terhadap udara untuk mengatur suhu, kelembaban, kebersihan, dan pendistribusiannya secara serentak guna mencapai kondisi nyaman yang dibutuhkan oleh penghuni yang berada di dalamnya. Dalam Tugas Akhir ini penulis merancang pengkondisian udara untuk gedung pertemuan yaitu gedung GRAHA WANA BHAKTI YASA di Yogyakarta.

Gedung pertemuan GRAHA WANA BHAKTI YASA mempunyai ukuran 32 m x 24 m x 8 m. Gedung ini dapat menampung sekitar 500 orang. Data yang diperoleh, digunakan untuk menghitung beban pendinginan sebesar 70 Ton Refrigeran. Penyegar udara yang digunakan adalah penyegar udara jenis paket karena mudah dalam pengontrolan temperatur dan kelembaban. Setiap paket mempunyai kapasitas 10 Ton Refrigeran, sehingga paket yang digunakan sebanyak 7 buah paket ditambah 1 paket untuk cadangan apabila ada salah satu paket yang rusak.

Siklus refrigerasi yang digunakan adalah siklus refrigerasi Kompresi Uap. Langkah kerja siklus refrigerasi adalah refrigerasi didalam kompresor dikompresikan untuk menaikkan tekanan dan temperatur. Kemudian refrigeran cair mengalir ke kondensor, di dalam kondensor refrigeran melepas kalor, terjadi perubahan fase refrigeran (uap-cair) atau proses pengembunan. Selanjutnya dialirkan melalui katup ekspansi yang berfungsi menurunkan tekanan refrigeran dan mengatur jumlah aliran refrigeran menuju evaporator. Di dalam evaporator terjadi penyerapan kalor, terjadi perubahan fase refrigeran (cair-uap) atau proses penguapan, begitu seterusnya daur refrigerasi bekerja.

## ABSTRACT

Air Conditioning is an air treatment process to arrange the temperature, dampness, hygiene, and its distribution at a time to reach balmy condition required by dweller residing in the building which this final assignment, the author designing the air conditioning for Convention Centre Building which is GRAHA WANA BHAKTI YASA building in Yogyakarta.

GRAHA WANA BHAKTI YASA Convention Centre which has 32 m x 24 m x 8 m can patch at least 500 persons. Data which has been gained and used by the author to calculate the cooling load and this result is 70 Ton refrigerant. The author use the air conditioning package system. The reason why the author choose this system is the temperature and dampness is easy to control. Each package contains 10 Ton Refrigerant, so the author used 7 packages plus 1 package for reserve if one package was broken.

Refrigeration Cycle which is used by the author is refrigeration cycle of Vapor Compression. Active stroke of refrigeration cycle is refrigerant in compressor to be compressed to boost up the pressure and temperature, then refrigerant liquid flows the liquifier. In condensor refrigerant discharge the heat, happened by the phase change refrigerant (vapor-liquid) or the condensation process. Is there in after conducted by (through/passing) functioning expansion valve degrade the pressure refrigerant and arrange the amount of stream refrigerant go to the evaporator. In evaporator happened by the heat absorption, happened by the phase change refrigerant (liquid-condense) or process the evaporation, so further cycle the refrigeration work.

# BAB I

## PENDAHULUAN

Penemuan siklus refrigerasi dan berkembangnya mesin refrigerasi menyebabkan berkembangnya pembuatan dan penggunaan mesin pendingin udara. Salah satu penggunaan mesin refrigerasi adalah untuk penyegaran udara ruangan ( *air conditioner* ). Pada tahun 1823, Cagniard De La Toure ( Perancis ) meneliti tentang tingkat keadaan kritis dari gas eter. Humphrey Davy dan asistennya M. Faraday ( Inggris ) menemukan cara mencairkan gas amonia. Pada tahun 1824, N.L.S Carnot ( Perancis ) mengembangkan prinsip dasar siklus refrigerasi dan mempublikasikan teori Thermodinamika. Joseph Mc. Creaty, pada tahun 1897 membuat instalasi pendingin pertama yang dinamakan mesin pencuci udara yang menggunakan percikan air. Dr. Willis Havland Carrier ( Amerika, 1906 ) merupakan orang yang pertama kali berhasil membuat alat pengatur temperatur dan kelembaman udara . Dengan berkembangnya industri, pesawat pendingin mengalami perkembangan yang pesat dalam berbagai bidang seiring dengan meningkatnya kebutuhan hidup. Sejalan dengan hal tersebut, pesawat pendingin mempunyai lapangan pemakaian yang sangat luas sekali.

### **1.1 Landasan Teori**

Penyegaran udara adalah suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaman yang sesuai dengan yang dipersyaratkan terhadap kondisi udara dari suatu ruangan tertentu dan mengatur aliran udara serta



kebersihannya. Penggunaan mesin refrigerasi digolongkan dalam dua kategori penggunaan yaitu :

- A. Mesin refrigerasi untuk penyegaran udara ( *comfort Air Conditioning* ) yang ditujukan untuk aspek kenyamanan dan kesejukan ruangan sesuai dengan karakteristik lingkungan penggunaannya.
- B. Mesin refrigerasi untuk kebutuhan industri yang digunakan untuk menciptakan udara segar dan nyaman karena diperlukan oleh proses, bahan, peralatan, atau barang yang ada didalamnya. Berikut ini adalah contoh penggunaan mesin refrigerasi untuk berbagai keperluan :
  1. Pemakaian untuk industri makanan, misalnya penyimpanan susu yang didinginkan pada suhu  $36^{\circ}$ -  $38^{\circ}$ F agar lebih tahan lama. Lalu penyimpanan daging, sayuran, dan buah-buahan ( *Cold Storage* ) agar lebih segar dan tahan lama. Contoh lainnya yaitu pembuatan *ice cream* maupun untuk pembuatan balok-balok es industri.
  2. Pemakaian pada industri kimia, misalnya untuk pemisahan gas dari udara yaitu gas  $N_2$  dan  $O_2$  yang dipisahkan dengan cara pengembunan karena kedua gas tersebut mempunyai titik embun yang berbeda, digunakan pada pabrik Petrokimia. Selain itu untuk pengembunan uap amonia (  $0^{\circ}$ - $50^{\circ}$ F ), setelah amonia menjadi cair kemudian disimpan. Proses ini digunakan pada pabrik *Syntetic Amonia Plant*. Kegunaan yang lain mesin refrigerasi pada industri kimia yaitu menurunkan kadar uap air untuk kebutuhan produksi oksigen ( *Dehumidification of Air* ).

1. Pemakaian khusus, misalnya untuk menambah kekuatan dan kestabilan magnet yang didinginkan pada suhu  $-120^{\circ}\text{F}$  selama 8 jam, digunakan pada sambungan susut-tekan pada suhu  $-145^{\circ}\text{F}$ , menambah kekerasan dan tahan aus suatu baja pada suhu  $-125^{\circ}\text{F}$  selama 30 menit yang disebut proses *Cold-Treatment*.

## 1.2 Siklus Pendinginan Udara

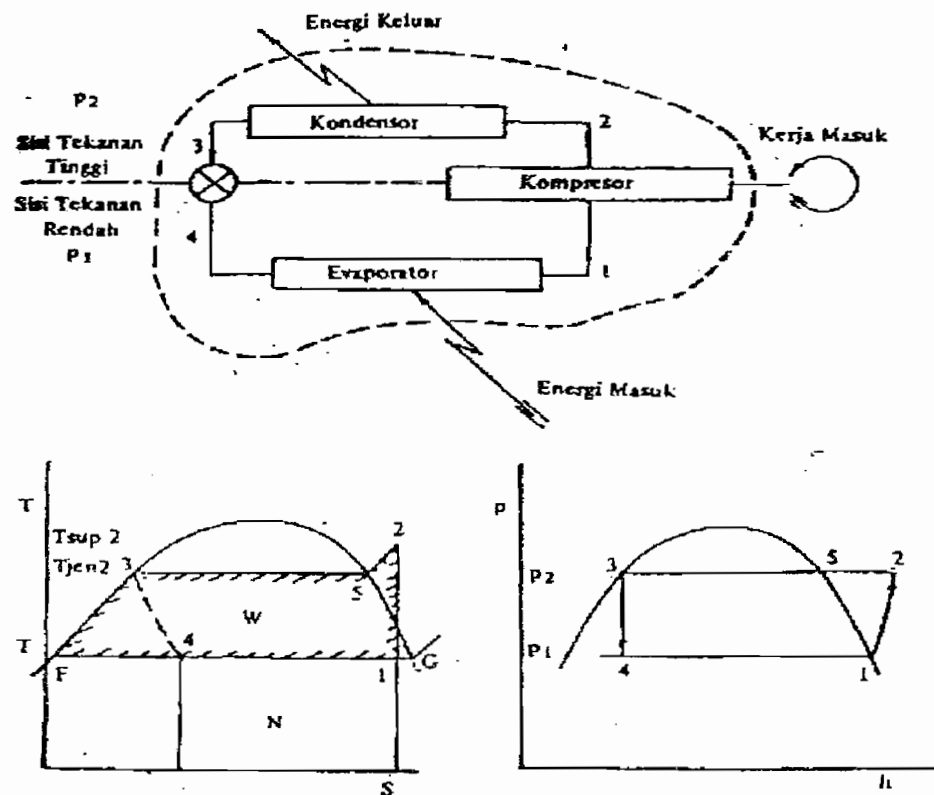
Siklus pendinginan udara yang banyak dipakai adalah siklus kompresi uap dan siklus absorpsi uap.

### 1.2.1 Siklus Kompresi Uap

Pada siklus kompresi uap, kompresor menghisap *refrigeran* yang diuapkan di dalam evaporator kemudian uap *refrigeran* ditekan sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan.

Siklus Kompresi Uap dibagi menjadi 2 sistem, yaitu :

1. Sistem Ekspansi Langsung, meliputi :
  - a. Gabungan dari mesin refrigerasi dan unit pendingin udara.
  - b. Penyegar udara paket.
  - c. Penyegar udara ruangan.
2. Sistem Ekspansi Tak Langsung, meliputi :
  - a. Unit pendingin air.
  - b. Unit pendingin air secara sentrifugal.

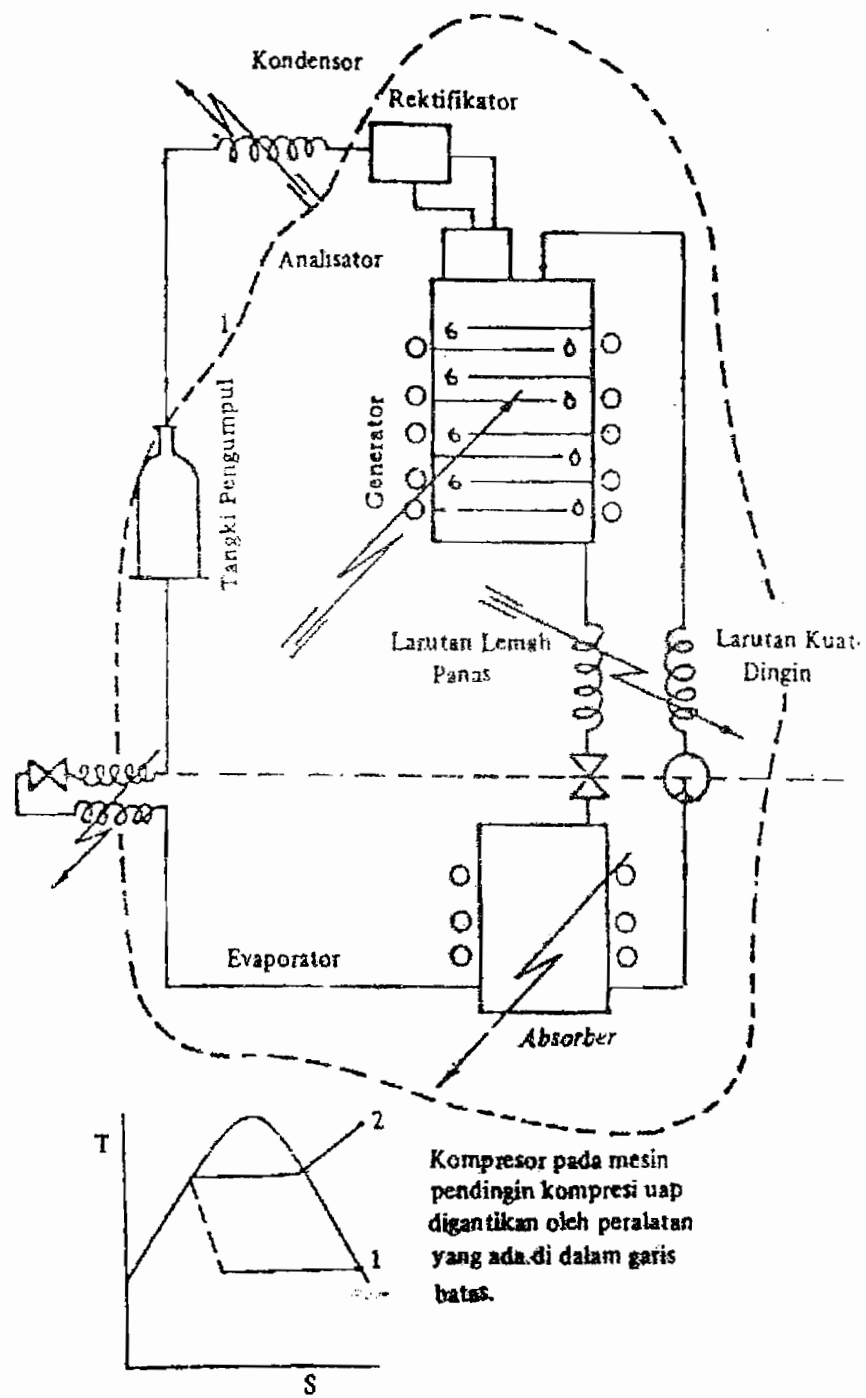


Gambar 1.1 Siklus kompresi uap pada diagram T-S dan P-h  
(Sumber : S.K Kulrestha)

### 1.2.2 Siklus Absorpsi uap

Siklus Absorpsi Uap menggunakan penyerap untuk menyerap *refrigeran* yang diuapkan di dalam evaporator sehingga menjadi suatu larutan absorpsi yang kemudian akan dimasukkan ke dalam sebuah generator untuk memisahkan *refrigeran* dari larutan tersebut dengan cara memanasi sekaligus menaikkan tekanannya sampai tingkat keadaan yang mudah diembunkan. Siklus Absorpsi Uap dibagi menjadi dua tingkat, yaitu :

- A. Unit pendingin air absorpsi 1 tingkat.
- B. Unit pendingin air absorpsi 2 tingkat.



Gambar 1.2 Mesin Pendingin Absorpsi Uap  
(S.K Kulshrestha)

### 1.3 Komponen utama mesin refrigerasi

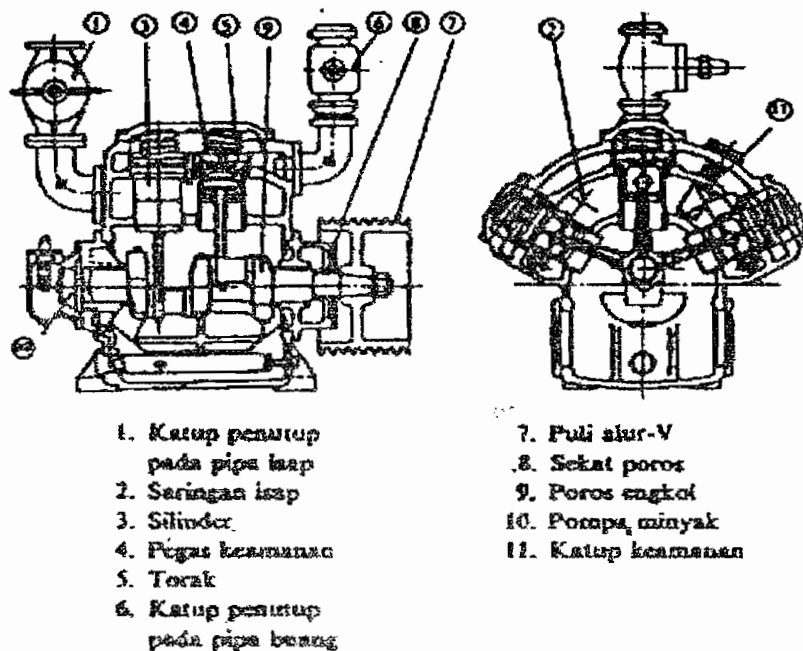
#### 1.3.1 Kompresor

Kompresor menghisap uap jenuh *refrigeran* dari evaporator. Kemudian didalam kompresor uap jenuh *refrigeran* mengalami kenaikan suhu dan tekanan, kemudian dialirkan kedalam kondenser untuk diembunkan. Secara umum kompresor dapat dibagi dalam 2 jenis utama, yaitu : kompresor positif, gas dihisap masuk kedalam silinder dan dikompresikan. Sedangkan kompresor non positif, gas yang dihisap masuk dipercepat masuk alirannya oleh sebuah impeller yang kemudian mengubah energi kinetik untuk menaikkan tekanan.

Kompresor yang banyak dipergunakan pada mesin refrigerasi adalah :

##### A. Kompresor Torak ( *Reciprocating Compressor* )

Kompresor torak digunakan untuk *refrigeran* yang mempunyai volume rendah dengan perbedaan temperatur yang besar. *Refrigeran* yang digunakan adalah Amonia, Freon 12, dan HFC 134a . kompresor torak dibagi dalam dua jenis yaitu bersilinder tunggal dan multi silinder. Pada saat berlangsung langkah hisap piston, gas refrigeran yang bertekanan rendah ditarik masuk melalui katup hisap yang terletak pada piston atau kepala kompresor. Pada saat langkah buang, piston menekan pada kepala silinder. Kecepatan putar kompresor berkisar antara 900 – 1800 rpm. Untuk kapasitas yang besar maka digunakan kompresor torak bersilinder banyak yang mempunyai kecepatan putar yang besar sekali. Daya gerak kompresor dapat berkisar antara 3.5 – 200 kW. Komponen utama kompresor torak adalah torak, *discharge valve* dan *suction valve*. Dibawah ini adalah konstruksi dari kompresor torak ( silinder ganda ) kecepatan tinggi.

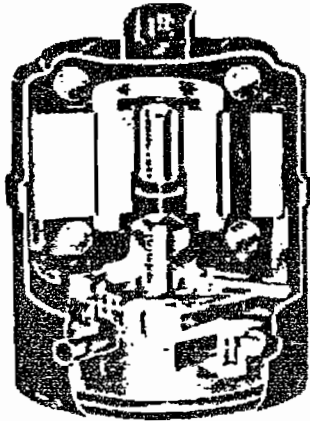


Gambar 1.3 Konstruksi Kompresor Torak (bersilinder ganda) kecepatan tinggi  
 (Penyegaran Udara, Wiranto A., Heizo Saito)

#### B. Kompresor Putar ( *Rotary Compressor* )

Kompresor putar dapat dibagi menjadi 2 jenis, yaitu jenis daun *stasioner* ( diam ) dan jenis daun berputar. Pada jenis daun *stasioner*, daun menempel pada permukaan rotor yang berputar ( torak putar ). Sedangkan pada jenis daun berputar, daun terletak pada rotor yang berputar tetapi dapat berputar pada arah radial. Dengan demikian puncak daun selalu merapat pada bagian dalam dari silinder. Jenis ini banyak digunakan untuk kompresor berkapasitas rendah. Kompresor rotari mempunyai konstruksi sederhana dan komponennya lebih sedikit bila dibandingkan dengan kompresor torak. Disamping itu, untuk kapasitas yang lebih besar, pembuatannya lebih mudah dan getarannya lebih kecil. Hal ini disebabkan karena tidak adanya bagian yang bergerak bolak-balik seperti pada

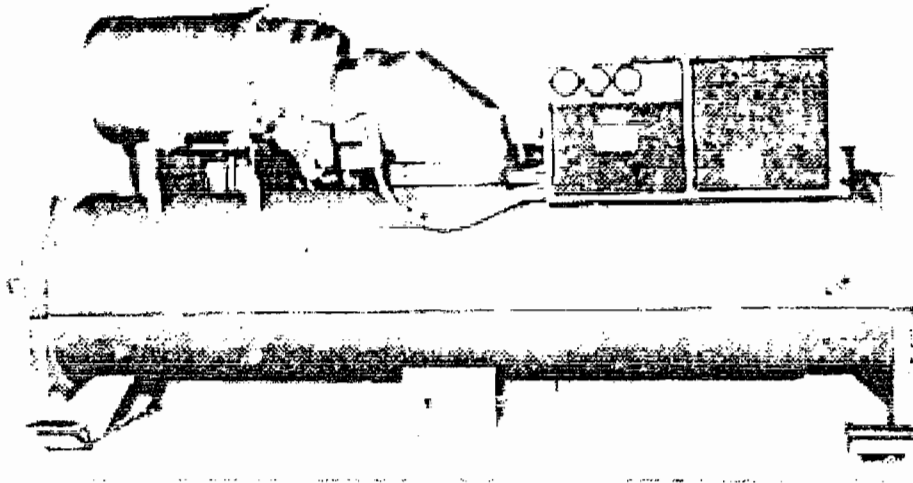
kompresor torak. Namun pada bagian-bagian yang bergesekan harus dibuat dengan ketelitian tinggi dan tahan aus terhadap gesekan.



Gambar 1.4 Kompresor Putar hermetic  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

### C. Kompresor Sentrifugal

Kompresor jenis ini mengkompresi uap *refrigeran* dengan aksi sentrifugal. Fluida memasuki mata impeller yang berputar dan kemudian dikeluarkan ke arah lingkaran luar impeller dengan gaya setrifugal. Sudu-sudu impeller meninggalkan putaran gas tersebut dan membangkitkan tekanan. Dari impeller ini gas mengalir ke sudu-sudu penghambur atau ke ruang spiral (*volute*) dimana sejumlah energi kinetik diubah menjadi tekanan. Kompresor ini dapat menangani jumlah volume uap *refrigeran* yang besar pada tingkat efisiensi yang sangat tinggi. Jika perbedaan tekanan yang diperlukan demikian besar maka kompresor harus dibuat dalam beberapa tingkat, hasil yang keluar dari tingkat pertama merupakan masukan tingkat kedua dan seterusnya.



**Gambar 1.5 Unit Pendingin Air Sentrifugal  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)**

### 1.3.2 Kondensor

Kondensor adalah peralatan yang digunakan untuk mendinginkan dan mengembunkan *refrigeran* yang berasal dari kompresor. Selama *refrigeran* dalam fase uap dan cair, tekanan dan temperatur pengembunan konstan. Kalor yang diperoleh dari udara yang mengalir melalui evaporator dan energi yang diberikan kompresor pada *refrigeran* uap berubah menjadi refigrasi cair sempurna didalam kondenser, kemudian dialirkan kedalam evaporator melalui katub ekspansi. pengembunan pada kondensor ini ada 2 cara : (G.Harjanto, hal 37-45)

#### 1. Pengembunan Titik (*Drop Wise Condensation*)

Pengembunan yang terjadi apabila *refrigeran* yang mengembun tidak melekat pada permukaan kondenser, tetapi jatuh berupa titik-titik cairan.



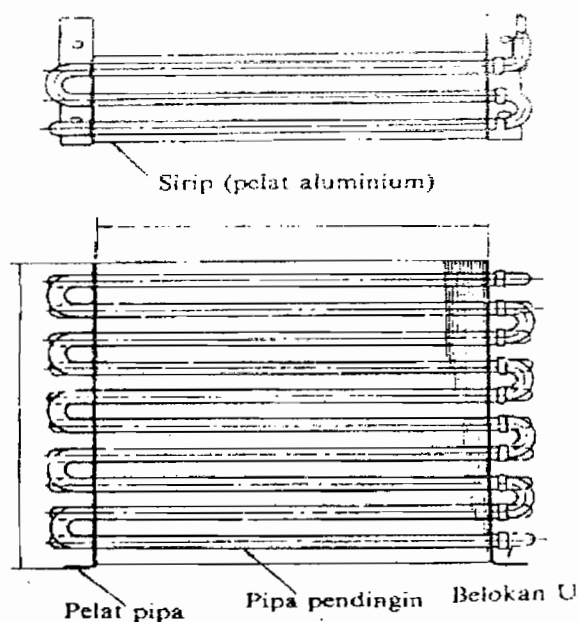
## 2. Pengembunan Film (*Film Condensation*)

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

Pada umumnya kondensor dibagi menjadi 3 jenis, yaitu :

### A. Kondensor dengan pendingin udara

Penggunaan kondensor jenis ini sesuai untuk instalasi yang berkapasitas kecil karena mempunyai keuntungan yaitu instalasi yang sederhana dan rendah pembiayaannya. Kondensor ini biasanya berbentuk "coil" pipa-pipa yang diberi sirip (fin) untuk memperbesar permukaannya. Karena bentuknya seperti coil-pipa maka dibutuhkan kipas (Force Fan) sebagai penghembus udara. Jarak sirip pada 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 1.6 Kondenser pendingin udara coil bersirip pelat**  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

## B. Kondensor dengan pendingin air

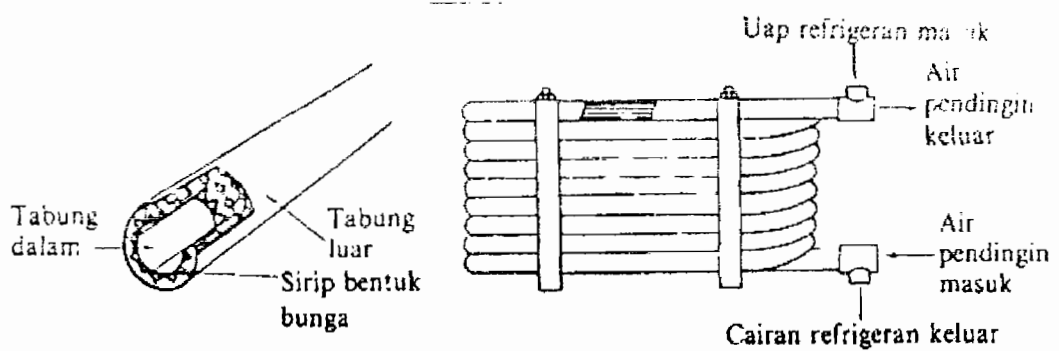
Kondensor jenis ini sangat ekonomis, apabila tersedia dengan murah “air bersih” yang tidak begitu korosif dan tak mengandung kotoran-kotoran yang dapat mengendap dalam pipa. Jenis ini dipakai untuk berbagai kapasitas, dan yang berkapasitas kecil sampai dengan instalasi sebesar 100 HP.

Pada kapasitas besar pendingin-air biasanya memerlukan “cooling tower”.

Bentuk kondensor jenis ada beberapa macam :

### 1. Kondensor dengan pipa rangkap

Terdiri dari pipa yang didalamnya berisi pipa lagi, pipa yang dalam biasanya berisi *refrigeran*, sedangkan pipa luar berisi air pendingin. Aliran-aliran fluida pada pipa-pipa tersebut umumnya berlawanan (*counter flow*).



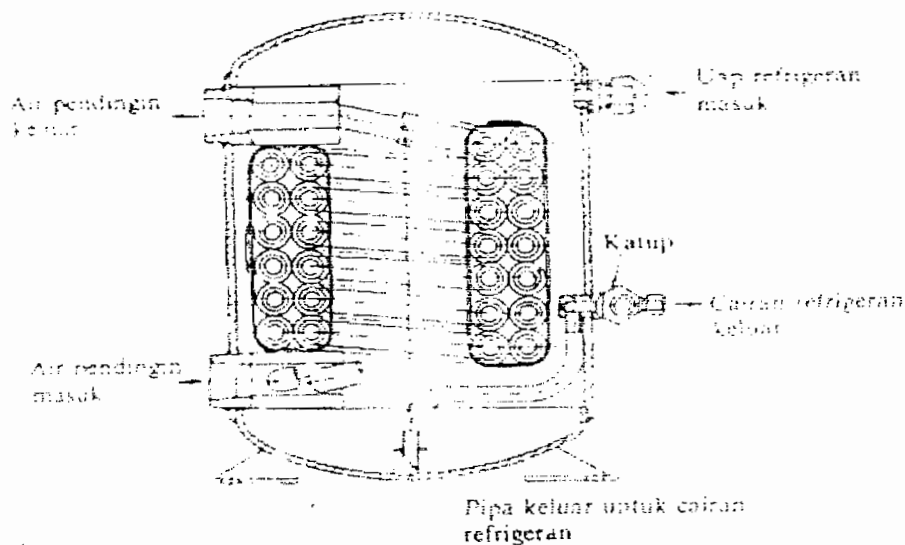
**Gambar 1.7 Kondensor koil pipa rangkap**

(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

### 2. Kondensor dengan “shell” dan “coil”

Banyak dipakai untuk kapasitas 50 HP ke bawah. Konstruksinya terdiri dari “coil” pipa yang ditempatkan dalam tabung (*shell*) baja. Air mengalir

dalam pipa, *refrigeran* masuk ke dalam tabung tersebut dari atas dan cairan *refrigeran* terkumpul pada dasar tabung (*shell*). Kondensor ini mudah dibaut, tetapi pembersihan “coil” dari kotoran yang dibawa air sangat sukar. Bila terjadi kebocoran ‘coil” seluruhnya harus diambil untuk diperbaiki.



**Gambar 1.8 Kondensor Tabung dan Koil**

(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

### 3. Kondensor dengan “shell” dan pipa

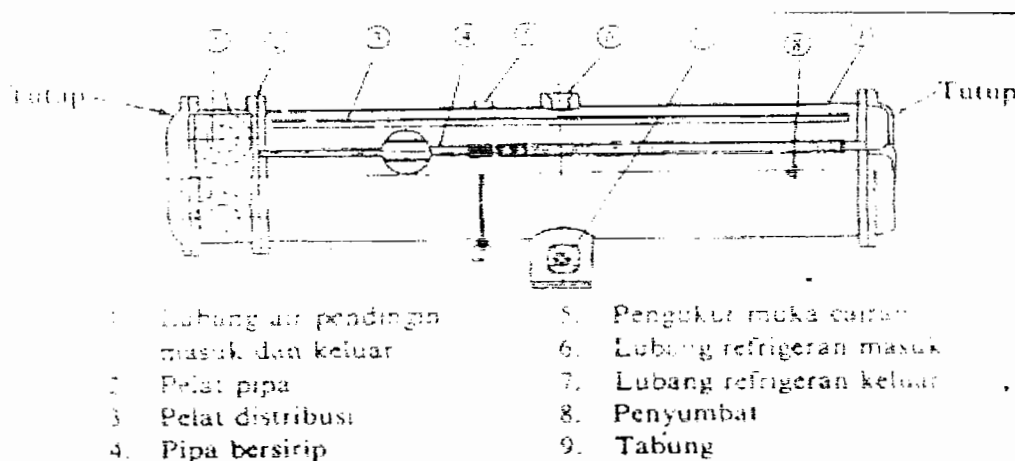
Biasanya dipakai untuk instalasi yang besar. Tenaga kompresor yang diterima dapat lebih kecil daripada tenaga kompresor yang diterima pada kondensor *shell* dan *coil* bila terjadi “fouling”.

Konstruksinya terdiri dari tabung (*shell*) yang berisi pipa-pipa, pipa-pipa ini ujung-ujungnya dihubungkan pada plat. Pipa kadang diberi sirip (*fin*) kecil (0.05-0.33 in) untuk memperbesar koefisien perpindahan panas.

$$\frac{h_c \times D}{k} = 0.023 \left[ \frac{D \times V}{\mu} \right]^{0.6} \left[ \frac{C_p \times \mu}{K} \right]^{0.4}$$

kalau diberi sirip harga diatas direduksi 15-35%.

Aliran ini harus diperhitungkan agar ekonomis. Bila aliran air sedikit, suhu pengembunan tinggi dan banyak memerlukan tenaga pada kompresor. Sebaliknya bila aliran air banyak, suhu pengembunan rendah, tenaga yang diperlukan murah tetapi biaya pemakaian air menjadi mahal. Karena itu dicari keadaan dengan jumlah biaya tenaga dan biaya pemakaian air paling rendah.



**Gambar 1.9 Kondensor Tabung dan Pipa Horizontal**

(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

### C. Kondensor dengan penguapan air (*Evaporative Condenser*)

Kondensor dengan penguapan air adalah kondensor hasil gabungan antara kondensor biasa dengan *cooling tower*. *Coil* atau pipa-pipa kondensor dimasukkan dalam suatu ruangan dari sebelah atas disemprot air dingin. Air yang jatuh

ditampung pada bak di bawah coil kondensoir dan dipompa kembali ke atas. Udara dialirkan dari bawah, melewati “coil refrigeran” dan mendinginkan air yang disemprotkan untuk kemudian melalui eliministor dan dibuang keluar. *Refrigeran* masuk coil dari atas, uap *refrigeran* yang mengembun ditampung dan dialirkan ke *receiver* yang kadang-kadang ditempatkan dalam bak air tersebut untuk membuat *refrigeran* “subcooled”.

Dengan cara tersebut air pendingin teruapkan sebanyak 3-5%, sehingga tiap-tiap kali perlu ditambah dan biasanya diatur secara otomatis dengan “float valve”. Penguapan ini mengakibatkan konsentrasi garam dan dalam air naik, sehingga harus sering diselidiki dan kadang-kadang perlu diturunkan dengan mengganti air tersebut.

Kapasitas ‘evaporative condenser’ sukar dihitung, maka biasanya dipakai harga “rating” dari pabrik pembuatnya. suhu “wet-bulb” udara yang masuk mempengaruhi suhu pengembunan refrigeran, sehingga unit dan kompresor dipilih untuk bekerja pada suhu 2°F atau 3°F di atas “wet-bulb” yang direncanakan. Sistem ini dapat untuk unit yang besar sampai 100 ton *refrigeran*.

### **1.3.3. Evaporator**

Evaporator merupakan penukar kalor yang memegang peranan penting dalam siklus refrigerasi yaitu mendinginkan media sekitarnya. Media yang didinginkan dapat berupa cairan, zat padat, atau gas. Hal tersebut menyebabkan evaporator digolongkan sesuai dengan keadaan *refrigeran* yang didalamnya, yaitu:

1. Jenis Ekspansi Kering

Cairan yang masuk kedalam evaporator melalui katup ekspansi sudah dalam keadaan cair dan uap sehingga keluar dari evaporator berbentuk uap kering. Oleh karena sebagian dari evaporator terisi oleh uap *refrigeran*, maka perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar, jika dibandingkan dengan keadaan dimana evaporator terisi oleh *refrigeran* cair. Evaporator ini tidak memerlukan *refrigeran* dalam jumlah yang besar dan jumlah minyak pelumas yang tertinggal sangat kecil.

## 2. Jenis Setengah Basah

Evaporator jenis setengah basah adalah evaporator dengan kondisi *refrigeran* cair yang terdapat didalam pipa penguapannya, sehingga laju perpindahan kalornya lebih tinggi dari jenis ekspansi kering namun lebih rendah dari jenis basah. Pada jenis ekspansi kering *refrigeran* masuk dari bagian atas *coil*, sedangkan pada jenis setengah basah *refrigeran* masuk dari bagian bawah coil evaporator.

## 3. Jenis basah

Sebagian besar dari evaporator terisi oleh cairan *refrigeran*. Gelembung *refrigeran* yang terjadi karena pemanasan akan naik, pecah pada permukaan cairan atau terlepas dari permukaannya. Sebagian *refrigeran* kemudian masuk kedalam akumulator yang memisahkan uap dari cairan. *Refrigeran* dalam bentuk uap akan masuk kedalam kompresor, sedangkan *refrigeran* dalam bentuk cair akan kembali kedalam evaporator. Tinggi permukaan *refrigeran* diatur oleh katup pelampung dan

jumlah *refrigeran* yang masuk kedalam evaporator disesuaikan dengan perbandingan yang harus dilayani.

Perlengkapan evaporator secara umum terdiri atas :

a. *Blast-Coil evaporator* dan *unit cooler*

Digunakan untuk pendinginan udara atau gas dengan konveksi paksa. Udara dialirkan melalui *blast-coil* dan keluar dari ruangan yang diinginkannya. Sedangkan pada *cooler* terdiri dari coil, fan, dan alat-alat pengatur yang ditempatkan didalam ruangan yang diinginkan.

b. *Gravity-Coil*

Digunakan untuk komersial *refrigeran* yang dipasangkan pada *unit cooler*.

c. *Evaporator Plate*

Digunakan pada lemari es dan box pendingin es krim yang merupakan pengganti *gravity-coil*.

d. *Liquid Chiller Evaporator*

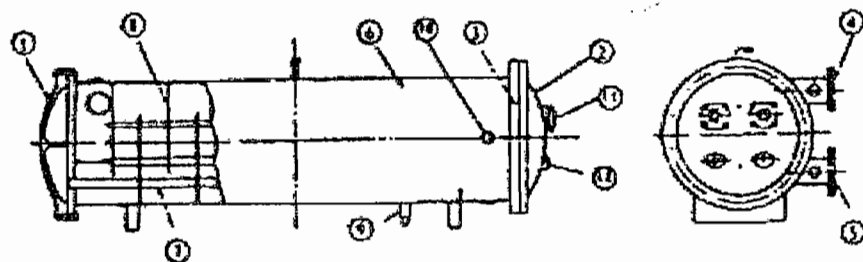
Yaitu coil evaporator yang dipasang tercelup (terendam) pada zat cair yang diinginkan (*Brinel*).

Berdasarkan konstruksinya konstruksi, evaporator terbagi menjadi :

1. Evaporator jenis tabung pipa ekspansi kering

*Refrigeran* mengalir didalam pipa-pipa yang dipasang dalam tabung, sedangkan cairan yang hendak didinginkan mengalir didalam tabung. Didalam silinder dipasang pelat sekat yang berfungsi menunjang pipa *refrigeran* dan mengarahkan aliran cairan yang akan

didinginkan, sehingga dapat mengalir tegak lurus pada pipa dengan kecepatan yang lebih tinggi. Sedangkan *refrigeran* mengalir melalui 2/4 saluran yang dibentuk dengan cara memasang sekat-sekat didalam ruangan tutup belakang dan tutup depan evaporator.



- |                               |   |
|-------------------------------|---|
| 1. Tutup                      | 8. Pelat pengarah                       |
| 2. Tutup                      | 9. Lubang pembuangan                    |
| 3. Pelat pipa                 | 10. Lubang untuk unit sensor temperatur |
| 4. Lubang air pendingin       | 11. Lubang refrigeran keluar            |
| 5. Lubang air pendingin masuk | 12. Lubang refrigeran masuk             |
| 6. Tabung                     |   |
| 7. Pipa pendingin             |   |

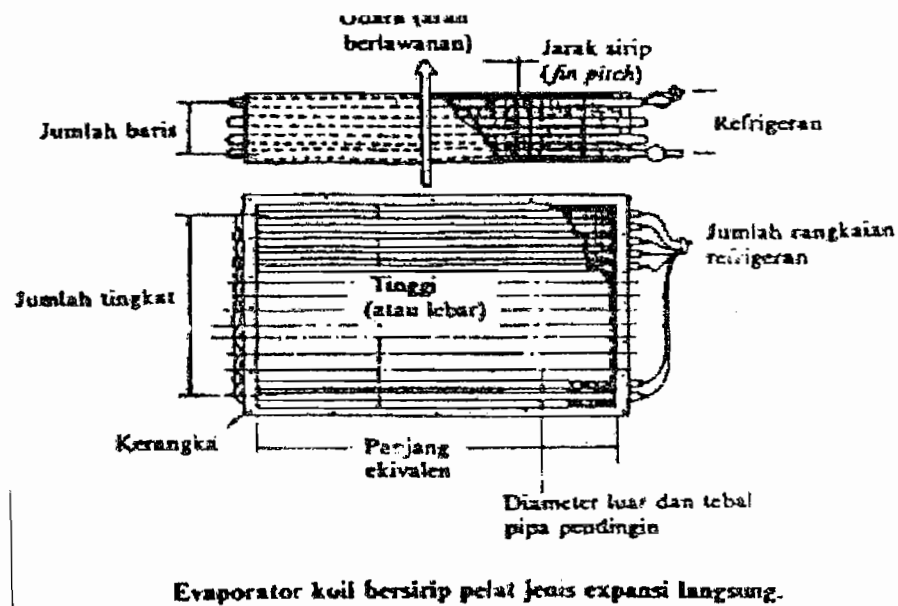
Gambar 1.10 Evaporator Tabung dan Pipa jenis kering  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

## 2. Koil dengan pendingin udara

Terdiri dari koil pipa bersirip pada bagian luarnya. Koil dengan pendingin udara terbagi menjadi 2 macam, yaitu jenis ekspansi langsung dan ekspansi tak langsung. Pada jenis ekspansi langsung, refrigeran diuapkan secara langsung didalam pipa evaporator. Sedangkan pada jenis ekspansi tak langsung, udara didinginkan oleh



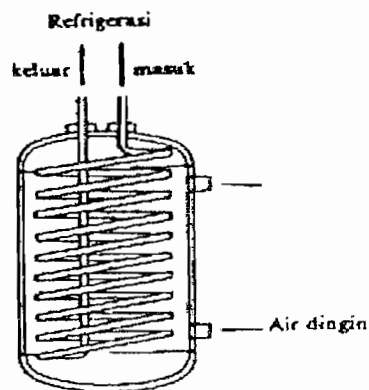
*refrigeran* sekunder seperti air atau larutan garam yang mengalir melalui pipa tersebut. Sirip-sirip bertujuan untuk memperbesar luas bidang perpindahan kalor yang berhubungan dengan udara karena konduktivitas termalnya kecil.



Gambar 1.11 Evaporator coil bersirip pelat jenis ekspansi langsung (Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

### 3. Evaporator tabung dan coil

Pada evaporator tabung dan coil terdapat coil pipa tunggal atau coil pipa ganda didalam sebuah silinder dan *refrigeran* mengalir didalam coil pipa untuk mendinginkan air atau larutan garam yang ada dibagian luar coil. Evaporator jenis ini hanya dipakai pada mesin refrigerasi yang kecil, karena laju perpindahan kalornya sangat rendah.



Evaporator tabung dan koil.

Gambar 1.12 Evaporator Tabung dan Koil  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

#### 1.3.4 Katup ekspansi

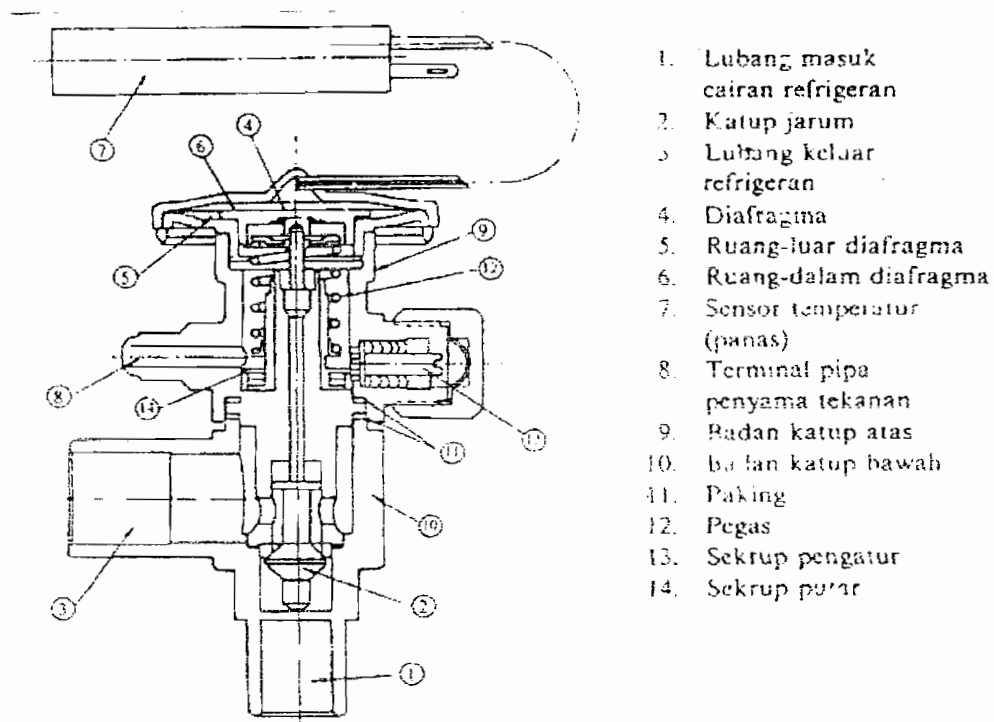
Katup ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan *refrigerant* yang dicairkan didalam kondensor agar mudah mengatur aliran *refrigerant* ke evaporator.

Katup ekspansi yang banyak digunakan adalah :

##### A. Katup Ekspansi Otomatik Thermostatik

Katup ekspansi ini berfungsi mengatur pembukaan katup, yaitu mengatur pemasukan refrigeran ke dalam evaporator, sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani. Tetapi, bukan berarti bahwa katup ekspansi tersebut harus mengusahakan agar evaporator bekerja pada suatu temperatur penguapan yang

konstan. Dalam hal tersebut perbedaan antara temperatur penguapan dan temperatur media yang akan didinginkan, dipertahankan supaya konstan. Pembukaan katup ekspansi diatur sedemikian rupa sehingga derajat super panas dari refrigeran kira-kira 3 sampai 8°C.



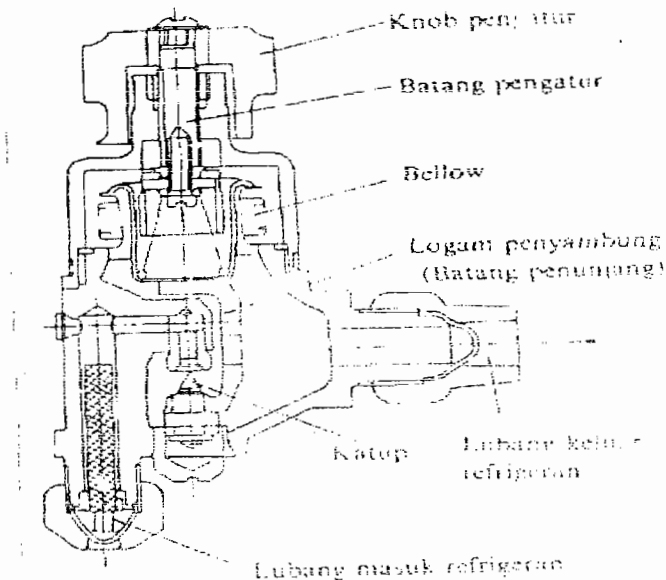
**Gambar 1.13 Katup ekspansi otomatis thermostatik penyama tekanan eksternal**

**(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)**

## B. Katup Ekspansi Manual

Katup ekspansi manual adalah katup ekspansi dengan trotel yang diatur secara manual, yaitu menggunakan katup jarum yang berbeda dari katup stop yang biasa. Pada katup ini, refrigeran masuk melalui lubang masuk dan keluar melalui katup jarum. Fiting dihubungkan dengan batang pengatur, sehingga katup

jarum dapat dibuka dan ditutup dengan memutar knob pengatur. Kebocoran refrigeran dapat dicegah dengan menggunakan bellow.

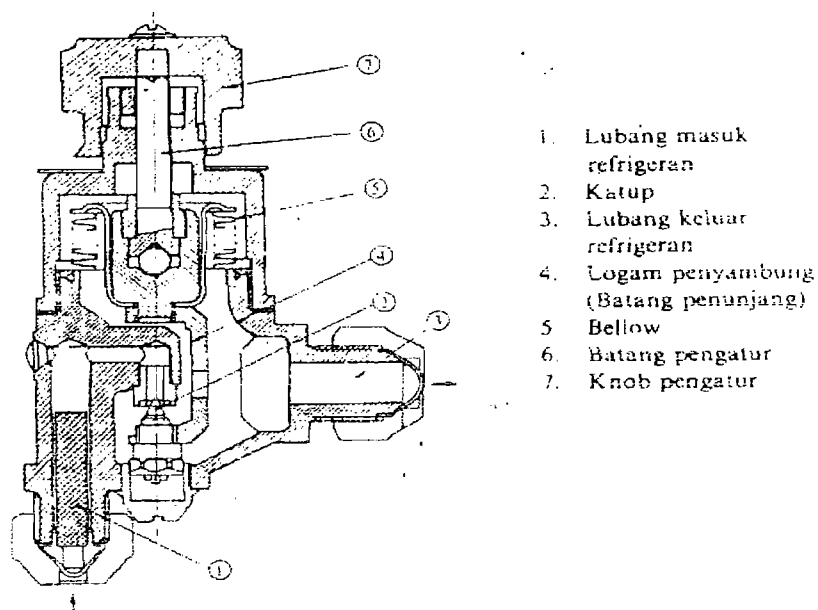


**Gambar 1.14 Katup ekspansi manual**

(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

### C. Katup Ekspansi Tekanan Konstan

Katup ekspansi tekanan konstan adalah katup ekspansi dimana katup digerakkan oleh tekanan di dalam evaporator, untuk mempertahankan supaya tekanan di dalam evaporator konstan. Pada jenis katup ini, bellow dan katup jarum dihubungkan oleh batang penunjang . bagian bawah dari bellow berhubungan dengan lubang keluar sehingga menerima tekanan evaporator. Sebuah pegas dipasang pada bagian atas dari bellow. Gaya pegas dapat diatur dengan memutar knob pengatur. Pipa cairan refrigeran dihubungkan dengan katup ekspansi pada bagian lubang masuk dari katup ekspansi.



1. Lubang masuk refrigeran
2. Katup
3. Lubang keluar refrigeran
4. Logam penyambung (Batang penunjang)
5. Bellow
6. Batang pengatur
7. Knob pengatur

Gambar 1.15 Katup ekspansi tekanan konstan

(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

#### 1..4 Refrigeran

*Refrigeran* adalah bahan yang menyerap panas melalui proses pengembunan atau penguapan. *Refrigeran* sebaiknya dipilih yang bersifat efektif dalam pemakaian, murah dalam perawatan alat-alat, dan ramah lingkungan. Oleh karena itu perlu diperhatikan sifat-sifat tiap *refrigeran*, antara lain :

1. Tekanan pengembunan yang tidak terlampau tinggi.

Tekanan pengembunan yang rendah menyebabkan perbandingan kompresi menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan. Selain itu, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kerusakan, kebocoran, ledakan, dan sebagainya menjadi lebih kecil.

2. Tekanan penguapannya harus cukup tinggi.

Refrigeran sebaiknya mempunyai tekanan penguapan yang lebih tinggi sehingga dapat dihindari terjadinya vakum pada evaporator, dan turunnya efisiensi volumetrik karena naiknya perbandingan kompresi. Tetapi tekanan yang tinggi memerlukan konstruksi yang lebih berat dan membutuhkan tenaga yang besar.

3. Suhu dan tekanan kritis.

Bila suhu kritis terlalu dekat dengan suhu kondensor, maka uap refrigeran sukar diembunkan, sehingga untuk pengembunan membutuhkan banyak tenaga.

4. *Density refrigeration* (cair dan uap)

*Refrigeran* dengan *density* yang rendah lebih baik karena hanya memerlukan pipa-pipa *suction* dan *discharge* yang lebih kecil.

5. Suhu beku.

*Refrigerant* yang dipakai harus mempunyai titik beku jauh dibawah suhu kerja evaporator.

6. Panas laten.

Panas laten refrigeran yang tinggi lebih menguntungkan karena akan menghasilkan *Refrigerating Effect* (RE) yang besar. dengan RE yang besar maka aliran refrigerant yang disirkulasikan akan lebih rendah sehingga lebih ekonomis.

7. Tenaga dan *Coefficient of Performance* (COP)

*Coefficient of Performance* (COP) harus tinggi. Semua *refrigerant* mempunyai COP dan HP yang hampir sama untuk pemakaian umum, kecuali CO<sub>2</sub>.

8. Volume jenis.

Volume *refrigeran* yang mengalir pada kompresor tergantung pada volume jenis uap dari evaporator. Aliran uap yang rendah cocok dengan kompresor torak dan aliran uap yang tinggi digunakan oleh kompresor sentrifugal.

9. Viskositas yang rendah dalam fase cair dan fase gas.

10. Tidak menyebabkan korosi.

11. Tidak boleh beracun dan berbau merangsang.

12. Harganya murah dan mudah didapat.

13. Tidak mudah terbakar dan meledak.

14. Konduktivitas termal yang tinggi.

15. Tidak mencemarkan lingkungan.

Jenis-jenis refrigeran : (G.Harjanto, hal 15 – 18)

1. Udara

Udara sangat murah, aman, tak beracun, tak mudah terbakar. *coefficient of performance* rendah, hanya digunakan pada pesawat pendingin yang efisiensi dinomorduakan, misalnya pada pesawat terbang.

## 2. Amonia ( $\text{NH}_3$ )

*Amonia* adalah *refrigeran* yang tertua dan masih banyak digunakan. Sifatnya beracun dan mudah terbakar. Titik didihnya  $-28^\circ\text{F}$ , dan berat jenisnya  $\rho = 0.684$  pada tekanan atmosfer. Banyak digunakan pada industri-industri yang besar dengan menggunakan *reciprocating pump*, dimana pada industri tersebut sifat keracunan tidak terlalu gawat.

Pertimbangan pemakaian pada industri :

1. *Volumetric displacement* rendah.
2. Harga murah.
3. Berat per ton pendingin yang disirkulasikan rendah.
4. Efisiensi tinggi.

Disamping itu *amonia* juga dapat digunakan pada pesawat pendingin dengan sistem absorpsi.

## 3. *Carbondioxide* ( $\text{CO}_2$ )

Tak berwarna, tak berbau, dan lebih berat dari udara. Titik didihnya  $-109.3^\circ\text{F}$ , dan berat jenis cairannya  $\rho = 1.56$ .

$\text{CO}_2$  hanya dapat beroperasi pada tekanan tinggi, akibatnya :

1. Tenaga per ton pendingin besar.
2. Pemakaian terbatas, mula-mula dipakai untuk pendingin ruangan (kapal, gedung-gedung, dan sebagainya) yang kemudian diganti dengan *Freon*. Sekarang terutama dipakai untuk membuat *dry ice* ( $\text{CO}_2$  padat).





Efisiensi dapat diperbesar dengan dua tingkatan penekanan. Sekarang CO<sub>2</sub> digunakan pada pendingin yang bertingkat (*cascade cycle*), untuk mencairkan gas-gas yang titik cairnya rendah. *Amonia* dipakai pada tingkat pertama, sedangkan *carbondioxide* (suhu rendah) pada tingkat kedua.

#### 4. Freon atau Genetron

Ditemukan oleh Charles Kettering dan Dr. Thomas Migley dalam usaha mencari *refrigeran* yang tidak beracun dan tidak mudah terbakar. Bahan dasarnya *ethane* dan *methane* yang berisi *flour* dan *chlor* dalam komposisinya.

Jenis yang banyak digunakan adalah :

<i>Freon</i> – 11 (Genetron – 11)	– CCl <sub>3</sub> F	; titik didihnya 74.7 °F
<i>Freon</i> – 12 (Genetron – 12)	– CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	; titik didihnya -21.6 °F
<i>Freon</i> – 13	– CClF <sub>3</sub>	; titik didihnya -114.5 °F
<i>Freon</i> – 14	– CF <sub>4</sub>	; titik didihnya -198.2 °F
<i>Freon</i> – 22 (Genetron – 141)	– CHClF <sub>2</sub>	; titik didihnya -41.4 °F
<i>Freon</i> – 113	– CCl <sub>2</sub> F-CClF <sub>2</sub>	; titik didihnya 117.6 °F
<i>Freon</i> – 114	– C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	; titik didihnya 38.4 °F

Dalam prakteknya *Freon* 11, 12, 13, 113, 114 telah diketahui mencemari udara, yaitu mengikis *ozone* pada lapisan stratosfer, freon tersebut sesuai

dengan *Montreal Protocol* dan *Viena Treaty* serta revisinya, tidak boleh digunakan lagi setelah tanggal 1 Januari 1996, sedangkan *Freon-22* juga mengikis ozon lebih sedikit dibandingkan dengan *freon* tersebut diatas. Sebagai gantinya digunakan *Freon-125*, *Freon-134a* (R-134a) atau *Freon 152a* (R-152a).

5. *Methyl Chloride* (CH<sub>3</sub>Cl)

Cairan tak berwarna, rasanya manis, bau tak merangsang. Pada tahun 1920 sampai dengan tahun 1930 menggantikan *amonia* dan CO<sub>2</sub>. Selama Perang Dunia II digunakan sebagai pengganti Freon. Titik didihnya -10.6 F dan berat jenisnya  $\rho = 1.002$ . Dipakai dengan *Reciprocating dan Rotary compressor* dengan kapasitas sampai dengan 10 ton.

6. *Sulphurdioxide* (SO<sub>2</sub>)

Berupa gas atau cairan tak berwarna, sangat beracun dan baunya sangat merangsang. Tak mudah terbakar dan tidak eksplosif. Titik didihnya 13.8 F dan berat jenisnya  $\rho = 1.36$ . Pemakaiannya dengan *Reciprocating dan Rotary compressor*.

7. Uap air

Uap air adalah *refrigeran* yang termurah dan paling aman. Pemakaian terbatas untuk pendinginan suhu tinggi sebab titik didihnya tinggi (32°F). pemakaian pada *Steam-Jet Refrigeration* dan *Centrifugal compression*

*Refrigeration*. Pemakaian utama untuk *Comfort-Air-Conditioning* dan *Water-Cooling*.

#### 8. *Hydrocarbon*

Dipakai pada industri karena harganya cukup murah. Jenis-jenisnya adalah *butane* ( $C_4H_{10}$ ), *isobutane* ( $C_4H_{10}$ ), *propane* ( $C_3H_8$ ), *propylene* ( $C_3H_6$ ), *ethane* ( $C_2H_6$ ), dan *ethylene* ( $C_2H_4$ ). Semua mudah terbakar dan eksplosif, sehingga pemakaiannya terbatas pada industri petrokimia dan industri minyak. *Propane*, *ethane*, dan *ethylene* digunakan untuk suhu  $-100$  F atau lebih rendah. *Ethylene* baik dipakai pada sistem pendingin bertingkat (*cascade*). Produk Pertamina tahun 2000 dinamakan *Petrozon*, yaitu tipe Rossy-12, Rossy-22, Rossy-3, Rossy-52, dan Rossy-60.

#### 9. *Halogen-Hydrocarbon*

Ikatan kimia *methane* dan *ethane* yang disubstitusi oleh *chlorine*, *fluorine*, dan atau *bromine* menggantikan unsur hidrogen disebut *halogenated-hydrocarbon*. Jenis-jenisnya adalah :

##### a. *Dichloroethylene (Dielene)*, $C_2H_2Cl_2$

Berupa cairan tak berwarna, Titik didihnya  $118^\circ F$  dan berat jenisnya  $\rho = 1.27$ . Tak berbau merangsang, sifat beracun dan eksplosifnya terbatas. Mulai dipakai tahun 1920 dengan *Centrifugal-Compression system*.

b. *Ethylene chloride*,  $C_2H_5Cl$

Cairan tak berwarna. Titik didihnya 54.5 F. seperti *methyl chloride* ( $CH_3Cl$ ) dengan tekanan kerja yang lebih rendah. Sekarang tidak dipakai lagi. dahulu dipakai dengan *rotary* dan *reciprocating compressor*.

c. *Methylene chloride*,  $CH_2Cl_2$

Cairan yang jernih seperti air bersih, tak berbau merangsang. Titik didihnya 103.6 F dan berat jenisnya  $\rho = 1.291$ . Tak mudah terbakar dan meledak. beracun hanya dalam kepekatan yang tinggi. Dipakai dengan *rotary compressor*, untuk pemakaian komersial dengan sistem absorpsi. Baik juga digunakan *centrifugal compressor*.

d. *Bromotrifluor methane* (Kulene-131),  $CF_3Br$ .

Tak beracun, mudah terbakar, tak mudah korosif. Baik dipakai dalam sistem bertingkat (*cascade*), pada tingkat rendah dengan suhu evaporator -75 F.

#### 10. Azeotropes

Campuran beberapa *refrigerant* yang mempunyai sifat berbeda disebut *azeotropes*. Contoh yang banyak dipakai: *Carrene -7*, yang terdiri atas ; 73,8% *freon -12* dan 26,2% *genetron -100* ( $CH_2CHF_2$ ). Contoh lain: *Refrigeran 500* campuran 73,8% *freon 12* dan 26,2%  $CH_3CHF_2$ . Dengan *compressor* yang sama, serta suhu kondensor dan evaporator yang

sama, *carene -7* mempunyai kapasitas dan tenaga 18% lebih besar daripada *freon -12*.

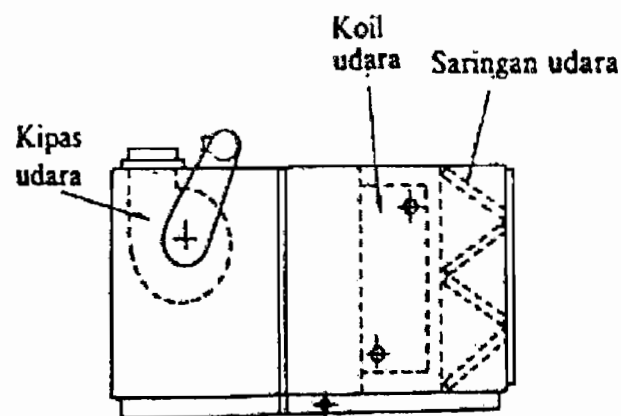
## 1.5 Klasifikasi Penyegar Udara

### 1. Jenis Sentral

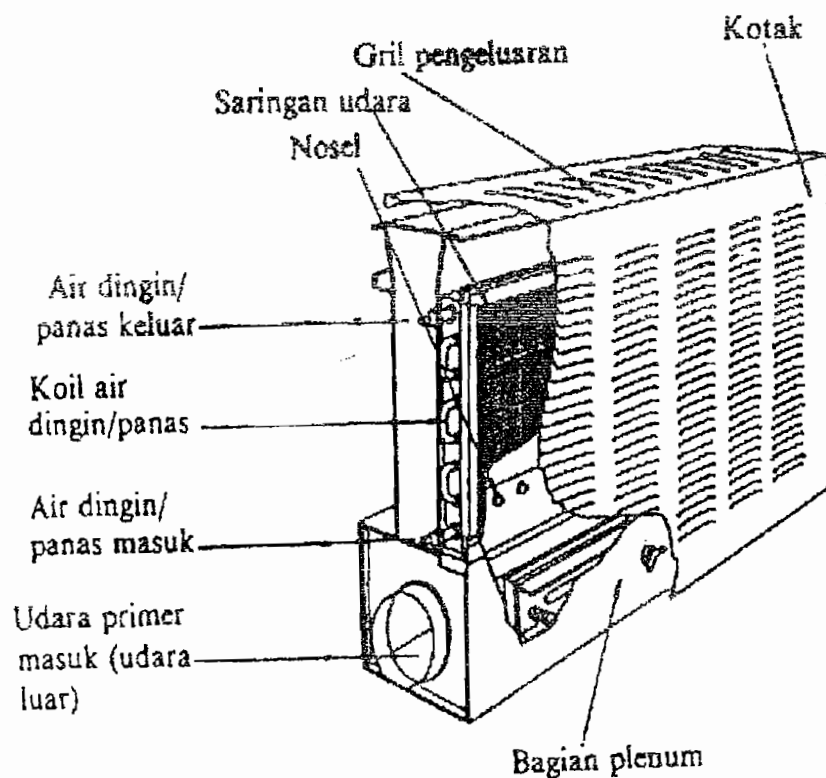
Merupakan dasar jenis penyegar udara. Terdiri dari motor listrik, kipas udara, koil udara, pelembab udara, dan saringan udara. Sering digunakan dalam kapasitas pendinginan yang besar yang bisa dilayani cukup dengan satu unit mesin refrigerasi.

#### A. AHU ( Air Handling Unit )

Coil pendingin dan kipas udara digabung menjadi satu. Air dingin atau *refrigerant* sebagai fluida kerja dari koil pendingin. Air dingin dibuat dalam unit pendingin sedangkan bagi unit yang menggunakan *refrigerant* diperlukan unit pengembun. AHU biasanya dilengkapi dengan koil pemanas dan pelembab.



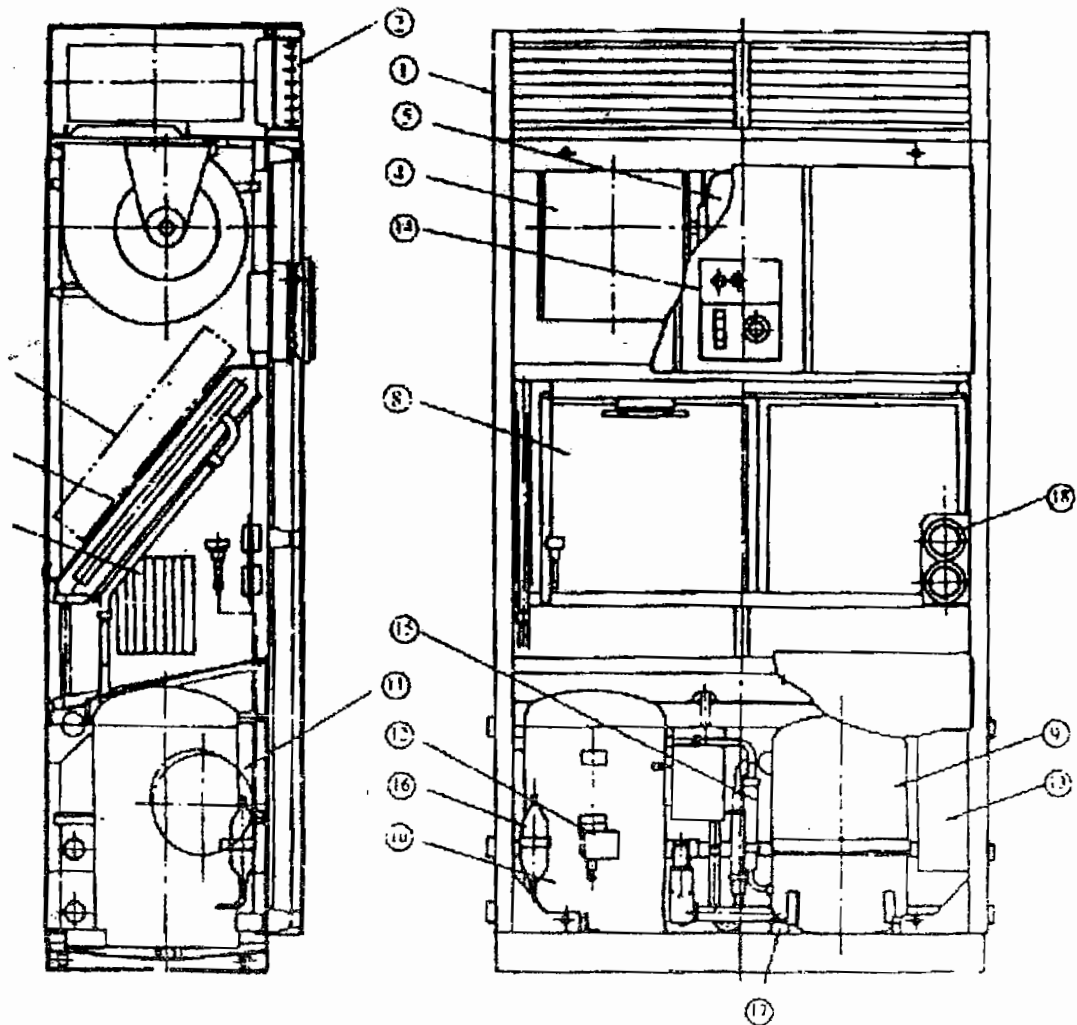
Gambar 1.16 AHU (Air Handling Unit)  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)



Gambar 1.17 Unit Induksi jenis tekanan rendah  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

## 2. Jenis Paket

Terdiri dari alat penyegar udara yang terletak dalam satu ruangan yang berukuran besar atau kecil. Biasanya kapasitas sampai dengan 10 ton refrigerasi udara yang terinduksi melalui lubang masuk dan mencapai temperatur serta kelembaban yang diinginkan. Kemudian ditekan masuk kedalam ruang *plenum* yang ada dibagian atas kipas udara dan masuk kedalam ruangan. Bila satu penyegar udara jenis paket harus melayani beberapa ruangan maka udara dimasukkan kedalam ruangan melalui saluran udara.



- |                          |                                   |
|--------------------------|-----------------------------------|
| 1. Ruang plenum          | 10. Kondensor                     |
| 2. Gril pengeluaran      | 11. Pipa kapilar                  |
| 3. Lubang masuk pembantu | 12. Saklar tekanan/tekanan tinggi |
| 4. Kipas udara           | 13. Kotak saklar elektromagnetik  |
| 5. Motor kipas udara     | 14. Panel kontrol                 |
| 6. Pendingin             | 15. Pipa flexibel                 |
| 7. Pemanas               | 16. Saringan pengering            |
| 8. Saringan udara        | 17. Karet peredam getaran         |
| 9. Kompresor             | 18. Pengukur tekanan campuran     |

Gambar 1.19 Penyegar Udara paket  
(Penyegaran Udara, Wiranto .A., Heizo Saito)

## BAB II

### PERHITUNGAN BEBAN PENDINGINAN

#### 2.1 Denah, data, dan lokasi gedung

Dalam perancangan AC untuk gedung pertemuan ini dipilih gedung GRAHA WANA BHAKTI YASA Yogyakarta sebagai obyek penelitian. Kota Yogyakarta terletak antara 7-8° LS, tetapi dalam perancangan ini dipakai kota Jakarta yang terletak pada 6° LS sebagai acuan dalam memperoleh data yang diinginkan.

Berdasarkan tabel 1 diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Bulan perancangan : Oktober dan November (musim kemarau)

2. Kondisi perancangan :

A. Didalam ruangan (lihat tabel 2) :

Temperatur bola kering ( $T_i$ ) = 26° C

Kelembaban relatif (RH) = 55 %

Dari diagram Psikometri :

Temperatur wet-bulb = 19.5° C

Volume spesifik ( $v$ ) = 0.864 m<sup>3</sup>/kg

Enthalpi ( $h$ ) = 55.5 KJ/kg = 13.3 kkal/kg

B. Diluar ruangan (tabel 1) :

Temperatur bola kering ( $T_o$ ) = 32° C

Perubahan temperatur harian = 8° C

Kelembaban relatif (RH) = 77 %



Dari diagram psikometri :

Temperatur wet-bulb =  $28.5^{\circ}\text{C}$

Volume spesifik ( $v$ ) =  $0.897\text{ m}^3/\text{kg}$

Enthalpi ( $h$ ) =  $93\text{ KJ/kg} - 22.2\text{ kkal/kg}$

3. Dari denah gedung diperoleh data:

Luas lantai =  $32\text{ m} \times 24\text{ m} = 768\text{ m}^2$

Volume ruangan =  $768\text{ m}^2 \times 8\text{ m} = 6144\text{ m}^3$

Jumlah jendela = 66 buah (@  $1\text{ m} \times 2\text{ m}$  (26 buah jendela pada sisi depan, 20 jendela pada sisi samping kiri, 20 jendela pada sisi samping kanan)

Jumlah pintu = 5 buah (3 buah pintu berukuran  $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ , 2 buah pintu berukuran  $1\text{ m} \times 2\text{ m}$ )

Jumlah lampu :

112 buah lampu fluorescent (TL) (@ 20 Watt pada bagian atap dengan posisi miring

28 buah lampu neon @ 10 Watt pada sisi-sisi dinding gedung

Kapasitas = 500 orang

## 2.2 Perhitungan beban pendinginan

Dalam perhitungan ini dipakai perhitungan perpindahan panas, baik secara konveksi, konduksi, maupun radiasi. Panas dalam ruangan ada dua macam :

A. Panas sensibel : jumlah panas akibat perubahan suhu

B. Panas laten : panas karena perubahan fase

### 2.2.1 Perhitungan jumlah radiasi matahari sepanjang hari

Dipilih waktu penyinaran matahari jam 12.00 siang (asumsi = paling panas), maka ketinggian matahari (H) (A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 39)

$$\sin H = \sin \psi \sin \delta + \cos \psi \cos (15 \tau) \quad (2.1)$$

dengan :  $\psi$  = kedudukan garis lintang (LU = positif, LS = negatif) kota yogyakarta

$$\psi \text{ LS} = -7$$

$\delta$  = deklinasi matahari (lihat gambar deklinasi matahari)

$\tau$  = saat penyinaran matahari (pukul 12.00 siang adalah 0, siang hari

(P.M) adalah positif, pagi hari (A.M) adalah negatif)

$$\sin H = \sin (-6)^\circ \sin (-10)^\circ + \cos (-6)^\circ \cos 0^\circ$$

$$H = 90^\circ$$

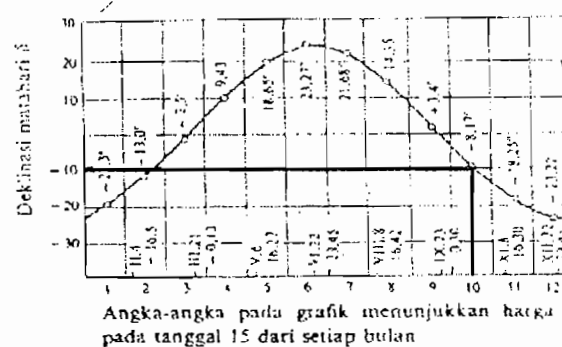
Jumlah radiasi matahari langsung pada bidang tegak lurus arah datangnya radiasi

(A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 37)

$$J_n = 1164 P^{\cos \theta} \quad (\text{kkal/m}^2 \text{ jam}) \quad (2.2)$$

Dengan : P = permeabilitas atmosferik (0,6 – 0,75 pada hari yang cerah)

$$J_n = 1164 (0.6)^{\cos 90^\circ} = 698,4 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam}$$



Gambar 2.1 Deklinasi Matahari  
(Penyegaran Udara, Wiranto A dan Heizo Saito)

### 2.2.2 Jumlah radiasi matahari melalui jendela

a. Beban transmisi kalor melalui jendela :

$$Q_1 = A \times Z \times K \times (T_o - T_i) \quad (2.3)$$

Dengan :

A = luas jendela                      Z = jumlah jendela

K = koefisien transmisi kalor melalui jendela (tabel 3)

T<sub>o</sub> = suhu di luar ruangan

T<sub>i</sub> = suhu di dalam ruangan

$$\begin{aligned} Q_1 &= (1 \text{ m} \times 2 \text{ m}) \times 66 \text{ buah} \times 5,5 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C} \times (32^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C}) \\ &= 4356 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

b. Tambahan kalor oleh transmisi radiasi matahari melalui jendela : (A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 30)

$$\begin{aligned} Q_2 &= A \times Z \times J_n \times \text{faktor transmisi jendela (tabel 4)} \quad (2.4) \\ &= (1 \text{ m} \times 2 \text{ m}) \times 66 \text{ buah} \times 696,4 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam} \times 0,4 \\ &= 36769,92 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{total}} = Q_1 + Q_2 = 41125,92 \text{ kkal/jam}$$

### 2.2.3 Beban infiltrasi/ventilasi

a. Infiltrasi beban kalor sensibel (A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 31)

$$Q_1 = \{ (V \times A) - B \} \times \frac{0.24}{\rho} \times \Delta T \quad (2.5)$$

Dengan :

V = volume ruangan                      A = jumlah pergantian ventilasi alami (tabel 5)

B = jumlah udara luar (tabel 6 lihat lampiran) x jumlah orang

$$= 30 \text{ m}^3 \text{ /jam/orang} \times 500 \text{ orang} = 1500 \text{ m}^3 \text{ /jam}$$

0,24 = kalor spesifik dari udara kering, (kkal/kg °C)

v = volume spesifik udara luar ruangan (m<sup>3</sup>/kg)

ΔT = selisih temperatur (To-Ti)

$$Q_1 = \{(6144 \text{ m}^3 \times 2) - 1500\} \times \frac{0,24 \text{ kkal} / \text{kg} \cdot \text{°C}}{0,897 \text{ m}^3 / \text{kg}} \times (32\text{°C} - 26\text{°C})$$

$$= - 769,867 \text{ kkal/jam}$$

b. Infiltrasi beban kalor laten (A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 31)

$$Q_2 = V \times A \times 597,3 \text{ kkal/kg} \times (X_{T_o} - X_{T_i}) \quad (2.6)$$

Dengan :

597,3 kkal/kg = kalor laten penguapan

X<sub>T<sub>o</sub></sub> = perbandingan kelembaban udara di luar ruangan (tabel 1)

X<sub>T<sub>i</sub></sub> = perbandingan kelembaban udara dalam ruangan (tabel 2)

$$Q_2 = 6144 \text{ m}^3 \times 2 \times 597,3 \text{ kkal/kg} \times (0,02 - 0,0116)$$

$$= 61652,83 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{\text{total}} = Q_1 + Q_2$$

$$= (-769,867) + 61652,83 = 60882,963 \text{ kkal/jam}$$

#### 2.2.4 Beban kalor karena penghuni ruangan

a. Beban kalor sensibel penghuni ruangan (A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 31)

$$Q_1 = \text{jumlah orang} \times f_1 \times f_2 \quad (2.7)$$

Dengan : f<sub>1</sub> = kalor sensibel manusia pada suhu ruang 26°C (tabel 6)

f<sub>2</sub> = koreksi faktor kelompok (tabel 6)

$$Q_1 = 500 \times 50 \text{ kkal/jam} \times 0,897$$

$$= 22425 \text{ kkal/jam}$$

- b. Tambahan kalor laten penghuni ruangan (A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 32)

$$Q_2 = \text{jumlah orang} \times f_1' \times f_2'$$

Dengan :  $f_1'$  = kalor sensibel manusia pada suhu ruang 26°C (tabel 6)

$f_2'$  = koreksi faktor kelompok (tabel 6)

$$\begin{aligned} Q_2 &= 500 \times 28 \text{ kkal/jam} \times 0,897 \\ &= 12558 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{total}} &= Q_1 + Q_2 \\ &= 22425 + 12558 \\ &= 34983 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

### 2.2.5 Beban kalor karena penerangan (A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 31)

$$Q = \text{Daya lampu (kW)} \times K_L \times \text{jumlah lampu} \quad (2.8)$$

Dengan :  $K_L$  = kalor dari lampu = 1,08 kkal/kW/jam

$$Q_1 = 0,02 \text{ kW} \times 1,080 \text{ kkal/kW} \times 112$$

$$Q_1 = 2,4192 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_2 = 0,01 \text{ kW} \times 1,080 \text{ kkal/kW} \times 28$$

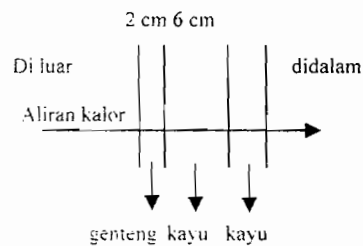
$$= 0,3024 \text{ kkal/jam}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Total}} &= Q_1 + Q_2 \\ &= 2,4192 + 0,3024 \\ &= 2,7216 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

## 2.2.6 Beban transmisi kalor melalui atap

(A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 31)

Bahan atap terdiri dari genteng dan kayu, dibawah ini susunan bahan atap :



$$Q = A \times K \times (ETD_{\text{matah}} + ETD_{\text{udara}}) \quad (2.9)$$

Dengan : A = luas atap

K = koefisien transmisi kalor dari atap

$$K = \frac{1}{R_t}$$

$R_t$  = tahanan perpindahan kalor total

$$R_t = R_{\text{genteng}} + R_{\text{kayu}} \quad (\text{tabel 7})$$

$$R_{\text{genteng}} = 0,91 \text{ m.jam } ^\circ\text{C/kkal} \times 0,02 \text{ m} = 0,0182 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kkal}$$

$$R_{\text{kayu}} = 7,35 \text{ m.jam } ^\circ\text{C/kkal} \times 0,09 \text{ m} = 0,6615 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kkal}$$

$$R_t = 0,0182 + 0,6615 = 0,6797 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kkal}$$

$$K = \frac{1}{0,6797} = 1,47 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C}$$

$ETD_{\text{matah}}$  = selisih temperatur ekuivalen dari radiasi matahari

$$= 7,5^\circ\text{C} \text{ (Timur) (tabel 8)} \quad ; 5,8^\circ\text{C} \text{ (Utara) (tabel 10)}$$

$$1,5^\circ\text{C} \text{ (Barat) (tabel 9)} \quad ; 1,3^\circ\text{C} \text{ (Selatan) (tabel 8)}$$

$$ETD_{\text{udara}} = T_o - \frac{\Delta T}{2} - T_i + k \times \frac{\Delta T}{2} \times \cos 15(\tau - \gamma - \Gamma) \quad (2.10)$$

Dengan :  $\Delta T = T_o - T_i = 6^\circ\text{C}$

$k$  = faktor amplitudo (lihat gambar 2.2)  $\tau$  = saat penyinaran matahari = 0

$\Gamma$  = waktu kelambatan (lihat gambar 2.2)  $\gamma = 2$

$$\begin{aligned} \text{ETD}_{\text{udara}} &= 32^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C} + \{0,85 \times 3 \times \cos 15 (0 - 2 - 2,5)\} \\ &= 3,969^\circ\text{C} \end{aligned}$$

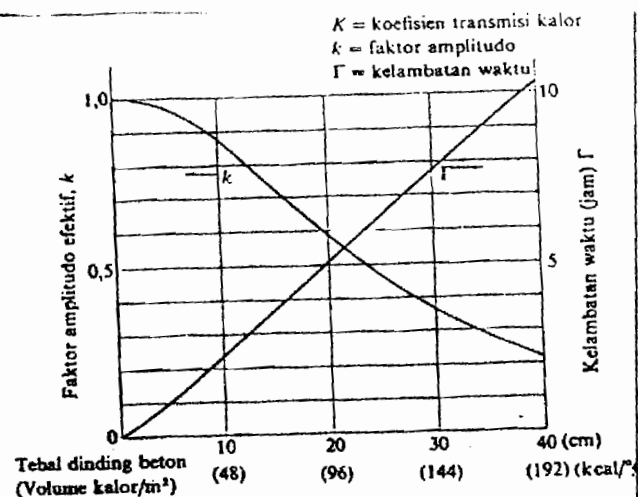
$$\begin{aligned} Q_{\text{Timur}} &= (24 \text{ m} \times 16 \text{ m}) \times 1,47 \times (7,5^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 6474,016 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Barat}} &= (24 \text{ m} \times 16 \text{ m}) \times 1,47 \times (1,5^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 3087,13 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Utara}} &= (32 \text{ m} \times 13 \text{ m}) \times 1,47 \times (5,8^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 5973,942 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Selatan}} &= (32 \text{ m} \times 13 \text{ m}) \times 1,47 \times (1,3^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 3222,102 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{total}} = 18757,19 \text{ kkal/jam}$$

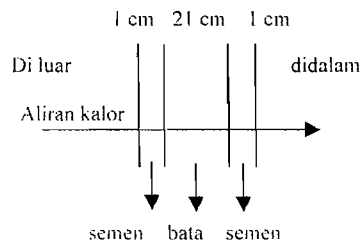


**Gambar 2.2** Cara menetapkan ETD dengan menggunakan  $k$  dan  $\Gamma$  (Penyegaran Udara, Wiranto A dan Heizo Saito)

## 2.2.7 Beban transmisi kalor melalui dinding

(A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 31)

Sama dengan transmisi kalor melalui atap, maka :



$$Q = A \times K \times (ETD_{\text{matah}} + ETD_{\text{udara}})$$

Dengan : A = luas dinding (dikurangi luas jendela)

K = koefisien transmisi kalor dari dinding

$$K = \frac{1}{R_t}$$

$R_t$  = tahanan perpindahan kalor total

$$R_t = R_{\text{semen}} + R_{\text{bata}} \quad (\text{tabel 7})$$

$$R_{\text{semen}} = 1,07 \text{ m.jam } ^\circ\text{C/kkal} \times 0,02 \text{ m} = 0,0214 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kkal}$$

$$R_{\text{bata}} = 0,4 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kkal}$$

$$R_t = 0,0214 + 0,4 = 0,4214 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kkal}$$

$$K = \frac{1}{0,4214} = 2,37 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C}$$

$ETD_{\text{matah}}$  = selisih temperatur ekuivalen dari radiasi matahari

$$= 7,5^\circ\text{C} \text{ (Timur) (tabel 8)} \quad ; 5,8^\circ\text{C} \text{ (Utara) (tabel 10)}$$

$$1,5^\circ\text{C} \text{ (Barat) (tabel 9)} \quad ; 1,3^\circ\text{C} \text{ (Selatan) (tabel 8)}$$

$$ETD_{\text{udara}} = T_o - \frac{\Delta T}{2} - T_i + k \times \frac{\Delta T}{2} \times \cos 15(\tau - \gamma - \Gamma)$$



Dengan :  $\Delta T = T_o - T_i = 6^\circ\text{C}$

$k$  = faktor amplitudo (lihat gambar 2.2)

$\tau$  = saat penyinaran matahari = 0

$\gamma = 2$

$\Gamma$  = waktu kelembatan ( lihat gambar 2.2)

$$\begin{aligned} \text{ETD}_{\text{udara}} &= 32^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C} + \{0,85 \times 3 \times \cos 15 (0 - 2 - 2,5)\} \\ &= 3,969^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Timur}} &= ((24 \text{ m} \times 5 \text{ m}) - 40 \text{ m}^2) \times 2,37 \times (7,5^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 2174,52 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Barat}} &= ((24 \text{ m} \times 5 \text{ m}) - 40 \text{ m}^2) \times 2,37 \times (1,5^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 1036,92 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Utara}} &= ((32 \text{ m} \times 5 \text{ m}) - 52 \text{ m}^2) \times 2,37 \times (5,8^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 2500,47 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Selatan}} &= (32 \text{ m} \times 5 \text{ m}) \times 2,37 \times (1,3^\circ\text{C} + 3,969^\circ\text{C}) \\ &= 1998 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{total}} = 7709,91 \text{ kkal/jam}$$

### 2.2.8 Beban tambahan kalor oleh udara luar masuk ke ruangan penyejar

(A. Wiranto dan Heizo Saito, hal 32)

a. Tambahan kalor sensibel oleh udara luar masuk ke ruang penyejar

Misal  $Z$  = jumlah pemasukan udara luar yang masuk ke ruangan penyejar

$$Z = 30 \text{ m}^3/\text{jam.orang (tabel 6)}$$

Dari perhitungan-perhitungan beban kalor diatas, diperoleh beban pendinginan teoritis :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{teoritis}} &= Q_{2.2.2} + Q_{2.2.3} + Q_{2.2.4} + Q_{2.2.5} + Q_{2.2.6} + Q_{2.2.7} + Q_{2.2.8} \\
 &= (41125,92 + 60882,963 + 34983 + 2,7216 + 6524,8 + 7709,91 + \\
 &\quad 12130,13) \times 1 \text{ kkal/jam} \\
 &= 163359,45 \text{ kkal/jam}
 \end{aligned}$$

Dengan menambahkan faktor keamanan sebesar 15%, maka beban pendinginan menjadi : (Greg. Harjanto, hal 30)

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{total}} &= Q_{\text{teoritis}} \times 15\% Q_{\text{teoritis}} \\
 &= 163359,45 \text{ kkal/jam} \times (0,15 \times 163359,45 \text{ kkal/jam}) \\
 &= 187863,36 \text{ kkal/jam} = 786583,89 \text{ kJ/jam} = 651510,13 \text{ BTU/jam} \\
 &= 62,12 \text{ TR} \sim 65 \text{ TR}
 \end{aligned}$$

### 2.3 Diagram Psikometri

Untuk mengoreksi apakah beban perhitungan sesuai dengan grafik urutan grafik psikometri. Dalam perancangan gedung pertemuan menggunakan sistem udara balik dikarenakan untuk menghemat kerja dari mesin pengkondisian udara.

Data yang digunakan dalam menggambarkan diagram psikometri adalah :

Kondisi luar rancangan ;

- temperatur udara kering (DB) : 32° C = 89,6° F
- temperatur udara basah (WB) : 28,5° C = 83,3° F
- perbandingan kelembaban (W) : 124 gr/lb

Kondisi dalam rancangan ;

- temperatur udara kering (DB) :  $26^{\circ}\text{C} = 78,8^{\circ}\text{F}$
- temperatur udara basah (WB) :  $19,5^{\circ}\text{C} = 67,1^{\circ}\text{F}$
- perbandingan kelembaban (W) : 82 gr/lb

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

$$\text{CFM} = 30\text{CFM/orang} \times 500 \text{ orang} : 15000 \text{ CFM (Carrier Handbook., hal 129)}$$

$$\text{Panas sensibel ruangan (RSH)} : 77777,77 \text{ BTU/hr} = 19599,99 \text{ kkal/jam}$$

$$\text{Panas laten ruangan (RLH)} : 43558 \text{ BTU/hr} = 10976,616 \text{ kkal/jam}$$

1. Panas total ruangan (RTH) (Carrier Handbook., hal 117)

$$\text{RTH} = \text{RSH} + \text{RLH} \quad (2.13)$$

$$= 121328 \text{ BTU/hr} = 305747,064 \text{ kkal/jam}$$

2. Panas sensibel udara luar (OASH) (Carrier Handbook., hal 150)

$$\text{OASH} = 1,08 \times \text{CFM} \times (\text{To} - \text{Ti}) \quad (2.14)$$

$$= 1,08 \times 15000 \times (89,9^{\circ}\text{F} - 78,8^{\circ}\text{F})$$

$$= 174960 \text{ BTU/hr} = 44089,92 \text{ kkal/jam}$$

3. Panas laten udara luar (OALH) (Carrier Handbook., hal 150)

$$\text{OALH} = 0,68 \times \text{CFM} \times (\text{Wo} - \text{Wi}) \quad (2.15)$$

$$= 0,68 \times 15000 \times (124 - 82)$$

$$= 428400 \text{ BTU/hr} = 107956,8 \text{ kkal/jam}$$

4. Panas total udara luar (OATH) (Carrier Handbook., hal 150)

$$\text{OATH} = \text{OASH} + \text{OALH} \quad (2.16)$$

$$= 603360 \text{ Btu/hr} = 152046,72 \text{ kkal/jam}$$

5. Panas sensibel total (TSH) (Carrier Handbook., hal 118)

$$TSH = RSH + OASH \quad (2.17)$$

$$= 252737,77 \text{ Btu/hr} = 63689,724 \text{ kkal/jam}$$

6. Panas laten total (TLH) (Carrier Handbook., hal 116)

$$TLH = RLH + OALH \quad (2.18)$$

$$= 471958 \text{ Btu/hr} = 118933,416 \text{ kkal/jam}$$

7. Panas Total (GTH) (Carrier Handbook., hal 118)

$$GTH = TSH + TLH \quad (2.19)$$

$$= 724695,77 \text{ Btu/hr} = 18263,33 \text{ kkal/jam}$$

8. Faktor panas sensibel ruangan (RSHF) (Carrier Handbook., hal 117)

$$RSHF = \frac{RSH}{RTH} \quad (2.20)$$

$$= 0.64$$

9. Faktor panas sensibel ruangan (GSHF) (Carrier Handbook., hal 118)

$$GSHF = \frac{TSH}{GTH} \quad (2.21)$$

$$= 0.35$$

10. Bypass Faktor (BF) (Carrier Handbook., hal 121)

$$BF = 0.15$$

11. Faktor panas sensibel efektif (ESHF) (Carrier Handbook., hal 122)

$$ESHF = \frac{RSH + (BF \times OASH)}{RSH + (BF \times OASH) + RLH + (BF \times OALH)} \quad (2.22)$$

$$= 0.6$$

12. Temperatur pengembunan ( $T_{adp}$ ) : 41 F (tabel 11)

(Carrier Handbook., hal 145)

13. Panas sensibel efektif ruangan (ERSH) (Carrier Handbook., hal 150)

$$ERSH = RSH + (BF \times OASH) + Q_{sfan} \quad (2.23)$$

$$= 138116,835 \text{ BTU/hr} = 34805,44 \text{ kkal/jam}$$

14. Dehumidified air quantity (CFMda) (Carrier Handbook., hal 123)

$$CFMda = \frac{ERSH}{1.08 \times (1 - BF) \times (T_4 - T_{ADP})} \quad (2.24)$$

$$= 100302,72 \text{ CFM}$$

15. Temperatur bola kering masuk ( $T_{edp}$ ) (Carrier Handbook., hal 129)

$$T_{edp} = \frac{CFM1 \times T1 + (CFMda - CFM1) \times T_4}{CFMda} \quad (2.25)$$

$$= 58,16^\circ \text{ F}$$

16. Perbedaan temperatur suply udara (SATD) (Carrier Handbook., hal 131)

$$SATD = 1.08 \times (1 - BF) \times (T_4 - T_{adp}) \quad (2.26)$$

$$= 12,39^\circ \text{ F}$$

17. Temperatur bola kering ( $T_{db3}$ ) (Carrier Handbook., hal 131)

$$T_{db3} = T_4 - SATD \quad (2.27)$$

$$= 42,11^\circ \text{ F}$$

18. Beban sensibel evaporator ( $Q_s$ ) (Edward G. Pita, hal 147)

$$Q_s = 1.08 \times CFMda \times (T_o - T_i) \quad (2.28)$$

$$= 329186,61 \text{ BTU/hr} = 82955,025 \text{ kkal/jam}$$

19. Beban laten evaporator ( $Q_l$ ) (Edward G. Pita, hal 148)

$$Q_l = 0.68 \times CFMda \times (W_o - W_i) \quad (2.29)$$

$$= 450693,69 \text{ BTU/hr} = 113574,81 \text{ kkal/jam}$$

20. Beban pendinginan total evaporator ( $Q_t$ ) (Edward G. Pita, hal 161)

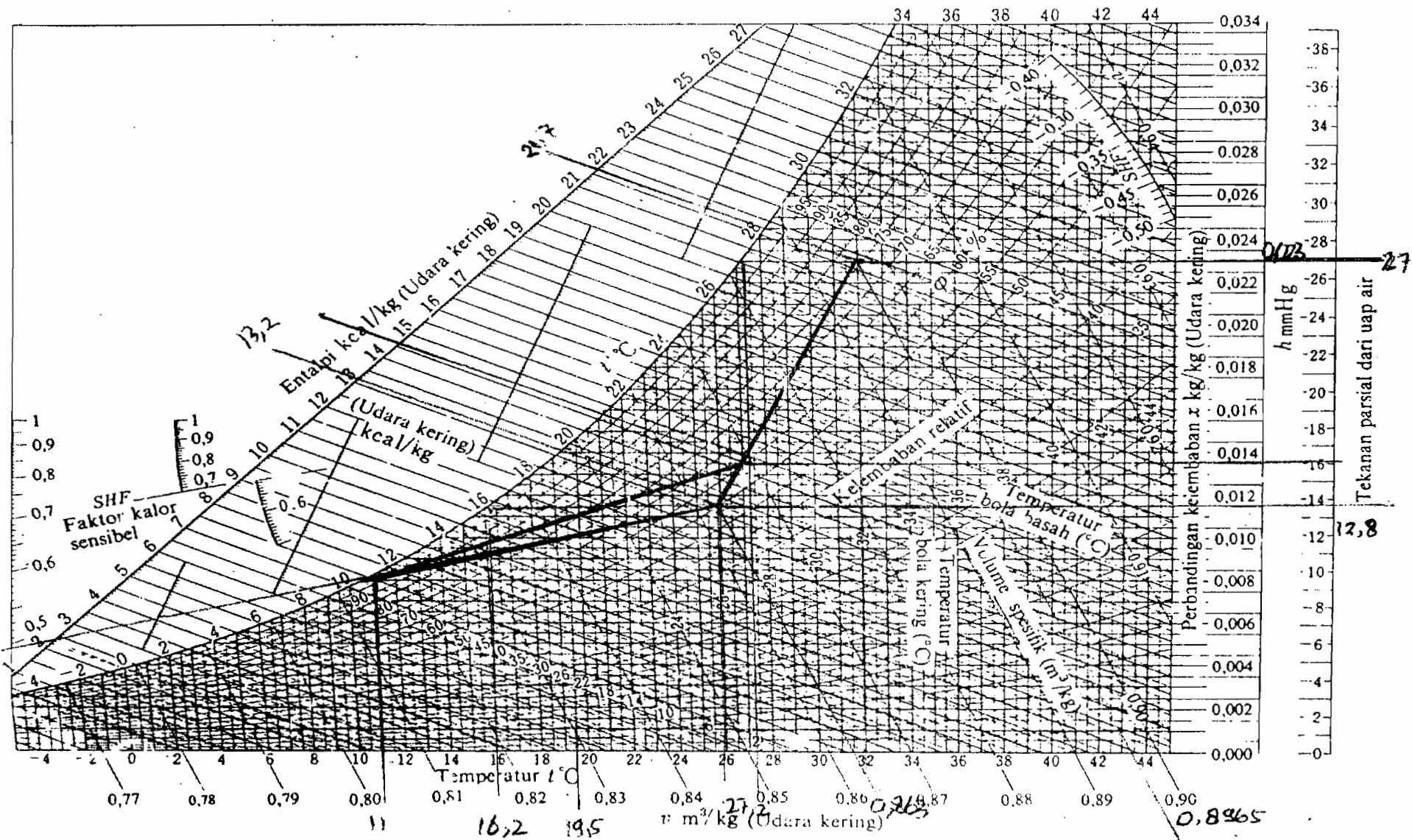
$$Q_t = Q_s + Q_l \quad (2.30)$$

$$= 779880,3 \text{ BTU/hr}$$

$$= 64,99 \text{ TR} = 196529,8 \text{ kkal/jam}$$

Gedung pertemuan ini menggunakan AC paket dengan kapasitas total 64,99 TR, dengan terbagi tujuh bagian paket AC, untuk setiap paket AC berkapasitas 10 TR.

Jadi total beban pendinginannya 70 TR.



Gambar 2.1 Diagram Psikometri  
(Penyegaran Udara. Wiranto, A. Heizo, S)

## BAB III

### PERANCANGAN KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI

#### 3.1 Pemilihan Komponen Utama

##### 3.1.1 Refrigeran

Refrigeran yang digunakan di dalam perancangan sistem refrigerasi ini adalah Petrozon Rossy-22, karena mempunyai keunggulan :

a. Sifat Fisika dan Termodinamika

Petrozon telah memenuhi persyaratan teknis sebagai refrigeran yang meliputi aspek Fisika dan Termodinamika seperti dalam tabel 12.

b. Perbandingan kerja

Density yang lebih menjadikan jumlah berat Petrozon hanya sekitar 40% dari refrigeran sinterik maka kerja kompresor menjadi lebih ringan sehingga dapat menurunkan konsumsi energi sampai 20%, yang berarti dapat meningkatkan efisiensi dan menambah umur sistem pendinginan. Data perbandingan kerja dapat dilihat pada tabel 13.

c. Petrozon tidak memiliki pengaruh apalagi merusak terhadap material seperti logam, desikan, pelumas, dan *elastomer* (kecuali elastomer dengan bahan dasar karet alam dan karet silikon).





d. Aspek keselamatan

Petrozon dapat terbakar bila memenuhi nilai ambang batas 2 – 10% volume dalam daerah segitiga api yaitu tersedianya bahan, udara, dan sumber api.

Refrigeran sekunder (*secondary refrigerant*) adalah fluida yang mengangkut kalor dari bahan yang sedang didinginkan ke evaporator pada sistem refrigerasi. Refrigeran sekunder mengalami perubahan suhu bila menyerap kalor dan membebaskannya pada evaporator, tetapi tidak mengalami perubahan fase.

### 3.1.2 Evaporator

Jenis evaporator yang dirancang adalah jenis evaporator koil dengan pendingin udara dimana cairan refrigeran diuapkan secara langsung di dalam pipa evaporator.

### 3.1.3 Kondenser

Gas refrigeran yang mempunyai tekanan dan temperatur tinggi (setelah mengalami proses kompresi di kompresor), mengalir ke kondensor untuk dicairkan. Kondenser adalah peralatan yang digunakan untuk mendinginkan dan mengembunkan refrigeran yang berasal dari kompresor. Jenis kondenser yang dipakai adalah kondenser pendinginan udara.

### 3.1.4 Kompresor

Didalam sistem tata udara dari refrigerasi, kompresor merupakan komponen yang paling penting dan merupakan **jantung mekanik dari sistem**. Kompresor yang dipakai adalah kompresor hermetik.

### 3.1.5 Katup ekspansi

Katup ekspansi yang dipilih yaitu katup ekspansi otomatis jenis penyama tekanan eksternal. Pertimbangan pemilihan katup ekspansi jenis ini karena :

- a. Katup ini bekerja secara otomatis.
- b. Dapat digunakan pada beban pendinginan besar maupun kecil.
- c. Konstruksi sederhana.
- d. Mudah dalam perawatan dan pemasangan, tetapi harganya mahal.

## 3.2 Diagram Mollier

Karakteristik refrigeran dapat dilihat juga pada diagram Mollier. Proses siklus refrigerasi yang menyangkut 4 hal pokok (penguapan – kompresi – pengembunan – ekspansi – kompresi dan seterusnya) dapat digambarkan pada diagram Mollier sehingga mempermudah perhitungan perancangan ataupun pemeriksaan terhadap kondisi operasinya. Dalam perancangan pengkondisian udara gedung pertemuan digunakan siklus refrigerasi kompresi uap, dengan siklus refrigerasi dari penyegar udara paket.

Untuk menggambar karakteristik dari refrigeran Petrozon Rossy-22 pada diagram Mollier diperlukan kondisi perancangan seperti dibawah ini :

- temperatur pengembunan =  $5^{\circ}\text{C} = 41^{\circ}\text{F}$
- temperatur penguapan =  $35^{\circ}\text{C} = 95^{\circ}\text{F}$
- superheated =  $10^{\circ}\text{C} = 18^{\circ}\text{F}$
- subcooled =  $5^{\circ}\text{C} = 9^{\circ}\text{F}$

Dari data diatas dapat digambarkan siklus refrigerasi pada diagram tekanan (P) - entalphy (h) untuk refrigeran Petrozon Rossy-22.

Berdasarkan gambar 3.7, diagram Mollier dapat dicari harga tekanan dan entalphy pada tiap titik siklus :

$$\text{Titik 1 : } h_1 = 584 \text{ kJ/kg} = 250,82 \text{ BTU/lb}$$

$$P_1 = 7,5 \text{ Bar} = 108,75 \text{ lb/in}^2 = 76451,25 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Titik 2 : } h_2 = 618 \text{ kJ/kg} = 265,43 \text{ BTU/lb}$$

$$P_2 = P_3 = 17,3 \text{ Bar} = 250,85 \text{ lb/in}^2 = 176347,55 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Titik 3 : } h_3 = 275 \text{ kJ/kg} = 118,11 \text{ BTU/lb}$$

$$P_3 = 17,3 \text{ Bar} = 250,85 \text{ lb/in}^2 = 176347,55 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Titik 4 : } h_4 = h_3 = 275 \text{ kJ/kg} = 118,11 \text{ BTU/lb}$$

$$P_4 = P_1 = 7,5 \text{ Bar} = 108,75 \text{ lb/in}^2 = 76451,25 \text{ kg/m}^2$$

Dari data diatas dapat dihitung besarnya :

a. Refrigeran effect (RE)

(G. Harjanto, hal 10)

$$\text{RE} = h_1 - h_3 \tag{3.1}$$

$$= 584 - 275$$

$$= 309 \text{ kJ/kg}$$

b. laju aliran massa refrigeran (Mr) (RC. Jordan & GB. Priester, hal 336)

$$Mr = \frac{\text{coolingload}}{RE} \quad (3.2)$$

$$= \frac{2,185 \text{ kW}}{309 \text{ kJ/kg}}$$

$$= 0,00707 \text{ kg/s}$$

c. Daya teoritis per ton (G. Harjanto, hal 10)

$$Hp = 4,717 \times \frac{(h_2 - h_1)}{(h_1 - h_3)} \quad (3.3)$$

$$= 4,717 \times \frac{(265,43 - 250,82)}{(250,82 - 118,11)}$$

$$= 0,52 \text{ HP/Ton}$$

Daya teoritis total adalah  $0,52 \times 10 = 5,2 \text{ HP} = 3,879 \text{ kW}$

d Koefisien prestasi (COP) (G. Harjanto, hal 10)

$$\text{COP} = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.4)$$

$$= \frac{(250,82 - 118,11)}{(264,43 - 250,82)}$$

$$= 9,75$$

e. Perpindahan kalor kondenser (G. Harjanto, hal 11)

$$Q_{\text{cond}} = 200 \times \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (3.5)$$

$$= 200 \times \frac{(264,43 - 118,11)}{(250,82 - 118,11)}$$

$$= 220,5 \text{ BTU/ton.min}$$

### 3.3 Pemilihan dan Perancangan Kompresor

#### 3.3.1 Pemilihan kompresor

Kompresor adalah jantung bagi unit AC dan berfungsi untuk mendistribusikan refrigeran ke seluruh rangkaian, serta mengoperasikan uap refrigeran yang bertekanan dan temperatur tinggi sehingga dengan pendinginan udara biasa atau air berubah bentuknya 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. Proses 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 kompresor mengakibatkan kenaikan tekanan dan temperatur.
- d. Karakteristik kompresor

Berdasarkan kapasitas pendinginan yaitu 10 TR dan daya kompresor, maka kompresor yang akan digunakan adalah kompresor hermatik. Dengan pertimbangan :

- a. Bentuknya kecil dan ringan
- b. Motor listrik penggerak kompresor dengan kompresor terletak pada casing yang sama sehingga terhindar dari kotoran atau debu.
- c. Efisiensi terhadap tempat peletakan pada pesawat pengkondisian udara pada jenis paket.

### 3.3.2 Perancangan Kompresor

Data perancangan kompresor berdasarkan tabel lampiran.

$$\text{Tekanan hisap (Ps)} = 108,75 \text{ psia} = 7,6 \text{ kg/cm}^2 = 76000 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Tekanan buang (Pd)} = 250,85 \text{ psia} = 17,63 \text{ kg/cm}^2 = 176300 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Volume jenis gas masuk kompresor (V}_1\text{)} = 0,087 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Volume jenis gas keluar kompresor (V}_2\text{)} = 0,04 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Daya motor (P}_{\text{motor}}\text{)} = 5,2 \text{ HP} = 3,879 \text{ kW}$$

Effisiensi volumetrik kompresor ( $\eta_v$ ) (Sularso dan Haruo Tahara, hal 189)

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{Pd}{Ps} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \times 100\% \quad (3.5)$$

dengan :

$\varepsilon$  = faktor kompresor berkonstruksi dan ketelitian yang baik (0,05)

$n$  = eksponen politropik (1,2)

$Pd$  = tekanan buang (psia)

$Ps$  = tekanan hisap (psia)

$$\begin{aligned} \eta_v &= 1 - 0,05 \left[ \left( \frac{250,85}{108,75} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] \times 100\% \\ &= (1 - (0,05 \times 1,8)) \times 100\% \\ &= 91\% \end{aligned}$$

Effisiensi volumetrik total ( $\eta_{vt}$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 63)

Effisiensi volumetrik total adalah perbandingan dari berat fluida selama proses kompresi dengan berat fluida pada saat penghisapan. Effisiensi volumetrik

biasanya 4% - 6% lebih rendah dari efisiensi volumetriknya. Perbedaan tersebut dipengaruhi oleh :

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

$$\eta_{vt} = \eta_v - \eta_r \quad (3.6)$$

dengan :

$$\eta_r = \text{rugi-rugi volumetrik } 5\%$$

$$\eta_{vt} = 91 - 5$$

$$= 86 \%$$

Daya untuk memutar poros ( $P_{rs}$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 63)

$$P_{rs} = \frac{P_{motor}}{\eta_{ad}} \quad (3.7)$$

Dengan :

$\eta_{ad}$  = efisiensi adiabatik untuk kompresor hermatik kerja tunggal berkisar antara 0,8 – 0,95, diambil 0,875

$$P_{rs} = 5,2/0,875 = 5,9 \text{ kW}$$

### 3.3.3 Silinder dan Piston

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

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

Bahan silinder adalah besi tuang kelabu (JIS G 5501, FC15), dengan sifat mekanik sebagai berikut : (Sularso dan Kiyokatsu Suga, hal 335)

- Kekuatan tarik :  $15 \text{ kg/mm}^2$
- Kekuatan lentur :  $7 \text{ kg/mm}^2$
- Kekerasan Brinell :  $140 - 160 \text{ kg/mm}^2$

Piston pada silinder berfungsi sebagai :

- a. Meneruskan daya dari batang penggerak yang ditekan di dalam silinder
- b. Membatasi ruang silinder
- c. Menahan gaya ke samping akibat putaran batang penggerak

Piston pada silinder harus memenuhi persyaratan sebagai berikut :

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

Bahan piston atau torak adalah paduan aluminium (Al-Cu-Ni) dengan sifat kekuatan tarik bahan piston adalah  $22 \text{ kg/cm}^2$ , kekerasan Brinell bahan piston adalah  $110 \text{ kg/cm}^2$  dan tegangan yang diijinkan antara  $350-540 \text{ kg/cm}^2$ .



Volume langkah torak per menit ( $V_t$ ) (C.P. Arora, hal 81)

$$\begin{aligned} V_t &= \frac{Mr \times v_1}{\eta_{vo}} \times 60 \\ &= \frac{0,00707 \times 0,875}{0,86} \times 60 \\ &= 0,43 \text{ m}^3/\text{min} = 0,007167 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Diameter silinder ( $D_s$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 85)

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{V_t}{i \times \frac{\pi}{4} \times N \times Q \times \eta_{vt}}} \quad (3.9)$$

Dengan :

$V_t$  = Volume langkah torak per menit

$i$  = Jumlah silinder pada kompresor

$N$  = Putaran kompresor

$Q$  = Perbandingan langkah piston dengan diameter silinder (0,8)

$\eta_{vt}$  = efisiensi volumetrik total

$$\begin{aligned} D_s &= \sqrt[3]{\frac{0,43}{1 \times \frac{3,14}{4} \times 1200 \times 0,8 \times 0,86}} \\ &= 0,087 \text{ m} = 87 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal dinding silinder ( $T_s$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 143)

$$T_s = \frac{P_p \times D_s}{2 \times \sigma_{tr}} \times a_n \quad (3.10)$$

Dengan :

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

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

$a_n$  = faktor yang ditambahkan karena ketidaktekelitian pengerjaan berkisar antara 0,5 cm sampai 1,2 cm. Diambil 0,8 cm.

$$T_s = \frac{17,63 \times 8,7}{2 \times 150} + 0,8$$

$$= 1,31 \text{ cm} = 13,1 \text{ mm}$$

Tebal kepala silinder ( $T_{ht}$ ) (Lester C. Lichty, hal 379)

$$T_{ht} = D_s \times \sqrt{\frac{0,1 \times P_{ip}}{\sigma_{ts}}} \quad (3.11)$$

$$= 8,7 \times \sqrt{\frac{0,1 \times 17,63}{150}}$$

$$= 0,94 \text{ cm} = 9,4 \text{ mm}$$

Panjang Clearance (C) (Lester C. Lichty, hal 57)

$$C = 0,005 \times L_{st} + 0,5 \quad (3.12)$$

Dengan :

$$L_{st} = \text{stroke of the piston} = 0,8 \times D_s = 69,6$$

$$= (0,005 \times 69,6) + 0,5$$

$$= 0,848 \text{ mm}$$

Panjang langkah torak ( $L_{lt}$ ) (Lester C. Lichty, hal 167)

$$L_{lt} = (0,8 - 1,5) \times D_s \quad (3.13)$$

$$= 1 \times 87$$

$$= 87 \text{ mm}$$

Panjang Torak ( $L_t$ ) (Lester C. Lichty, hal 379)

$$\begin{aligned} L_t &= (0,8 - 1,5) \times D_s & (3.14) \\ &= 0,8 \times 87 \\ &= 69,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang silinder ( $L_s$ )

$$\begin{aligned} L_s &= C + L_{it} + L_t & (3.15) \\ &= 0,848 + 87 + 69,6 \\ &= 157,448 \text{ mm} = 158 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kecepatan torak rata-rata ( $V_{tr}$ ) (Lester C. Lichty, hal 101)

$$\begin{aligned} V_{tr} &= \frac{L_s \times N}{60} & (3.16) \\ &= \frac{0,087 \times 1200}{60} \\ &= 1,74 \text{ m/s} \end{aligned}$$

kecepatan rata-rata memenuhi persyaratan 1,5 – 5 m/s berarti perancangan aman.

Diameter torak ( $D_t$ ) (Lester C. Lichty, hal 181)

$$D_t = D_s + C_r \quad (3.17)$$

$C_r = \text{clearance radial}$

$$\begin{aligned} &= 0,0035 \times D_s \\ &= 0,0035 \times 87 = 0,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} D_t &= 87 - 0,3 \\ &= 86,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal kepala torak ( $T_{kt}$ ) (Lester C. Lichty, hal 379)

$$T_{kt} = 0,43 \times Dt \sqrt{\frac{0,1 \times P_p}{\sigma_{ts}}} \quad (3.18)$$

$\sigma_{ts}$  = tegangan yang diijinkan antara 350 – 540 kg/cm<sup>2</sup>

$$\begin{aligned} T_{kt} &= 0,43 \times 86,7 \times \sqrt{\frac{0,1 \times 17,63}{400}} \\ &= 0,24 \text{ cm} = 2,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.4 Cincin torak

Cincin torak yang dipasang pada bagian torak yang beralur. Alur ini digunakan untuk menempatkan cincin torak yang berfungsi sebagai :

a. Penyekat sehingga tekanan gas tidak bocor melalui celah antara dinding silinder bagian dalam dan torak.

b. mengatur jumlah pelumas pada dinding silinder.

Jumlah cincin yang digunakan tergantung pada tekanan gas didalam silinder, untuk tekanan di bawah 5 atg menggunakan 2-4 buah cincin. Sedangkan untuk tekanan di atas 5 –30 atg menggunakan 3 – 6 buah cincin.

Bahan cincin torak adalah paduan *cromium* dan nikel (JIS G 4102, SNC 1) dengan sifat mekanik sebagai berikut : (Sularso dan Kiyokatsu Suga, hal 333)

Kekuatan lentur = 35 – 40 kg/mm<sup>2</sup>

Kekerasan Brinell = 212 – 255 HP

Kekuatan tarik = 75 kg/mm<sup>2</sup>

Tebal radial cincin torak ( $T_{rt}$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 178)

$$\begin{aligned} T_{rt} &= D_s/25 & (3.19) \\ &= 87/25 = 3,48 \text{ mm} \end{aligned}$$

Normal celah radial ring ( $N_{cl}$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 181)

$$N_{cl} = 0,0015 \times D_{ir} \quad (3.20)$$

Dimana :

$D_{ir}$  = diameter dalam ring torak (mm)

$$\begin{aligned} &= D_s - T_{rt} \\ &= 87 - 3,48 = 83,52 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka

$$\begin{aligned} N_{cl} &= 0,0015 \times 83,52 \text{ mm} \\ &= 0,125 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kedalaman alur ring ( $H_{ar}$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 181)

$$\begin{aligned} H_{ar} &= N_{cl} + T_{rt} & (3.21) \\ &= 0,125 + 3,48 \\ &= 3,605 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar alur ring ( $B_{ar}$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 185)

$$B_{ar} = N_{cl} + H_{rt} \quad (3.22)$$

$H_{rt}$  = lebar ring total (3)

$$\begin{aligned} B_{ar} &= 0,125 + 3 \\ &= 3,125 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.5 Pena Torak

Pena torak berfungsi sebagai penghubung torak dengan batang penggerak pena torak yang berbentuk silinder. Dalam hal ini bergerak bebas tetapi pada ujung-ujung pena dipasang ring pengunci. Bahan pena torak yang digunakan adalah baja paduan krom nikel (JIS G 4102, SNC2) dengan kekuatan tarik bahan sebesar  $85 \text{ kg/cm}^2$ , batas mulur bahan  $70 \text{ kg/mm}^2$ , dan kekerasan Brinell sebesar 248 – 302 HB (Sularso dan Kiyokatsu Suga, hal 331)

Diameter luar pena torak ( $D_{ip}$ ) = 9 mm

Diameter dalam pena torak ( $D_{op}$ ) = 5 mm

Panjang pena torak ( $L_{pt}$ ) (Lester C. Lichty, hal 546)

$$L_{pt} = \frac{L_1 + D_t}{2} \quad (3.23)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} L_1 &= 0,45 \times D_t \\ &= 0,45 \times 86,7 = 39,01 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka,

$$\begin{aligned} L_{pt} &= \frac{39,01 + 86,7}{2} \\ &= 62,85 \text{ mm} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada pena torak ( $P_{pt}$ ) (Lester C. Lichty, hal 546)

$$\begin{aligned} P_{pt} &= A_t \times P_{pres} \\ &= (3,14/4) \times D_t^2 \times P_{pres} \end{aligned} \quad (3.24)$$

dengan :

$A_t$  = luas torak ( $\text{cm}^2$ )

$P_{pres}$  = tekanan di dalam silinder ( $\text{kg/cm}^2$ )

$$P_{pt} = (3,14/4) \times 8,67^2 \times 17,63$$

$$= 1040,3 \text{ kg}$$

### 3.3.6 Batang Penguat

Batang penguat berfungsi sebagai penghubung torak dengan poros engkol. Batang torak mengubah gerakan rotasi menjadi gerakan translasi pada torak. Bahan yang digunakan adalah baja cor (JIS G 405i, SC-46) (Sularso dan Kiyokatsu Suga, hal 5)

$$\text{Kekuatan tarik} = 46 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Jari-jari engkol } (r_e) = 30 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang batang penguat } (L_{bc}) \quad (\text{Vladimir Chlumsky, hal 200})$$

$$L_{bc} = (4s/d6) \times \text{jari-jari engkol} \quad (3.25)$$

$$L_{bc} = 5 \times 30$$

$$= 150 \text{ mm}$$

### 3.3.7 Poros Engkol

Poros engkol berfungsi sebagai penerus tenaga rotasi dari motor untuk diubah menjadi tenaga translasi bolak-balik dengan batang penggerak. Bahan yang digunakan adalah baja karbon (JIS G 4501, S25C) dengan kekuatan tarik antara 45 – 55  $\text{kg/mm}$ .

Diameter poros engkol ( $D_{pe}$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 214)

$$\begin{aligned} D_{pe} &= 0,15 \times D_s \sqrt{P_{tp}} & (3.26) \\ &= 0,15 \times 8,67 \sqrt{17,63} \\ &= 5,46 \text{ cm} = 54,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal engkol ( $a_e$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 212)

$$\begin{aligned} a_e &= (0,5_s/d0,7) \times D_{pe} & (3.27) \\ &= 0,6 \times 74 = 44,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar engkol ( $b_e$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 212)

$$\begin{aligned} b_e &= 1,25 \times D_{pe} & (3.28) \\ &= 1,25 \times 74 = 92,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jari-jari fillet ( $r_f$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 206)

$$\begin{aligned} r_f &= \frac{D_{pe}}{15} & (3.29) \\ &= 74/15 \\ &= 4,93 \text{ mm} \\ &= 5 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.8 Katup

Katup pada kompresor torak berfungsi sebagai pengatur keluar masuknya gas refrigeran di dalam silinder.

Katub harus memenuhi persyaratan sebagai berikut :

1. Tahanan/hambatannya pada katub kecil
2. Dapat menutup rapat



### 3. Dapat bekerja secara halus dan statis

Menurut cara kerja katub dibedakan menjadi 2 jenis, yaitu :

#### 1. Katub otomatis

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

#### 2. Katub mekanis

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

### 3.3.9 Motor Penggerak Kompresor

Motor penggerak kompresor berfungsi sebagai penggerak poros kompresor, dengan transmisi puli, roda gigi, maupun dengan langsung pada satu poros motor listrik. Dalam perancangan ini digunakan kompresor hermatik yaitu kompresor yang berada pada satu casing dengan motor listrik penggerak dan pada poros yang sama. Daya motor listrik untuk menggerakkan kompresor ( $W_m$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 96)

$$W_m = \frac{P_s}{\eta_t \times \eta_m} \quad (3.30)$$

Dengan :

$P_s$  = daya untuk memutar poros

$\eta_t$  = efisiensi transmisi 0,92-0,98

$\eta_m$  = efisiensi mekanik (0,8 – 0,98) diambil 0,8

$$W_m = \frac{5,942}{0,92 \times 0,8} = 8,07 \text{ kW}$$

Viskositas minyak pelumas pada kompresor ( $\nu$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 236)

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{100}{V_{tr}^{0.4}} & (3.31) \\ &= \frac{100}{1,74^{0.4}} = 80,12 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Jumlah panas yang dipindahkan minyak pelumas ( $Q_o$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 475)

$$Q_o = 0,5 \times W_i \times (1 - \eta_M) \times 632 \quad (3.32)$$

Dengan =

$$W_i = \text{daya kompresor} = 5,2 \text{ HP}$$

$$\eta_M = \text{efisiensi mekanik} = 0,86$$

$$\begin{aligned} Q_o &= 0,5 \times 5,2 \times (1 - 0,86) \times 632 \\ &= 230,04 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

Volume minyak pelumas yang disirkulasikan ( $V_o$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 475)

Volume minyak pelumas yang dipompakan biasanya antara 0,1 – 0,2  $\text{dm}^3/\text{menit.HP}$

$$\begin{aligned} V_o &= 0,2 \times W_i & (3.33) \\ &= 0,2 \times 5,2 = 1,04 \text{ dm}^3/\text{menit.HP} \end{aligned}$$

Kenaikan temperatur minyak pelumas ( $\Delta T$ ) (Vladimir Chlumsky, hal 475)

$$\Delta T = \frac{Q_o}{60 \times C_p \times \rho_o \times V_o} \quad (3.34)$$

dengan :

$$C_p = \text{panas jenis minyak pelumas} = 0,4 \text{ kkal/kg}^\circ\text{C}$$

$$P_o = \text{densitas minyak pelumas} = 0,9 \text{ kg/dm}^3$$

$$\Delta T = \frac{230,04}{60 \times 0,4 \times 0,9 \times 1,04}$$

$$= 10,2^\circ \text{ C.}$$

### 3.4 Pemilihan dan Perancangan Kondenser

#### 3.4.1 Pemilihan Kondenser

Kondenser adalah suatu alat yang berfungsi untuk memindahkan panas dari sistem refrigerasi ke media pendingin (dalam hal ini udara) sehingga timbul pengembunan pada uap refrigeran dan berubah bentuknya menjadi cairan refrigeran. Jumlah panas yang dibuang oleh kondenser ke media pendinginannya merupakan jumlah panas yang diterima dari evaporator dan juga panas akibat kompresi. Kerja kompresi tiap satuan kapasitas pendinginan (BTU/TR) tergantung pada kompresi ratio. Beban panas di kondenser tergantung pada kondisi sistem pendinginannya.

#### 3.4.2 Perancangan Kondenser

Data-data perancangan Kondenser :

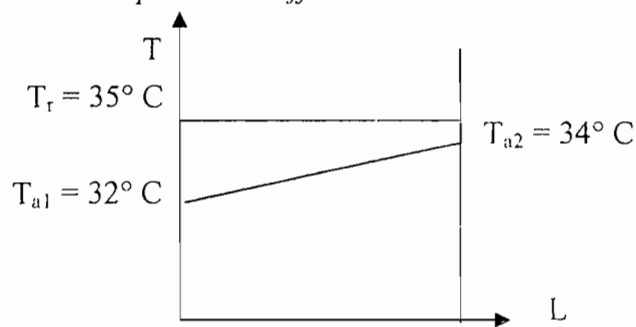
$$\text{Temperatur udara masuk kondenser } (T_{a1}) = 32^\circ \text{ C}$$

$$\text{Temperatur udara keluar kondenser } (T_{a2}) = 34^\circ \text{ C}$$

$$\text{Selisih temperatur keluar } \Delta T_a = 2^\circ \text{ C}$$

$$\text{Temperatur refrigeran dalam kondenser } (T_r) = 35^\circ \text{ C}$$

*Logarithmic Mean Temperature Difference*



**Gambar 3.1** Karakteristik temperatur yang bekerja pada kondenser

Beda temperatur rata-rata log (LMTD) (J.P. Holman, hal 491)

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(T_r - T_{a1}) - (T_r - T_{a2})}{\ln \frac{(T_r - T_{a1})}{(T_r - T_{a2})}} & (3.35) \\ &= \frac{(35 - 32) - (35 - 34)}{\ln \frac{(35 - 32)}{(35 - 34)}} \\ &= 1,82^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

Temperatur air rancangan ( $T_{ar}$ ) (J.P. Holman, hal 491)

$$\begin{aligned} T_{ar} &= T_r - \text{LMTD} & (3.36) \\ &= 35 - 1,82 \\ &= 33,18^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

Data-data dimensi kondenser :

Bahan pipa kondenser tembaga JIS II 3606 (Wiranto A. dan Heizo Saito, hal 273)

Diameter luar pipa tembaga ( $D_{ok}$ ) = 15,876 mm

Diameter dalam pipa tembaga ( $D_{ik}$ ) = 14,676 mm

Konduktivitas panas pipa tembaga ( $k_{tem}$ ) = 390 W/m°C (J.P. Holman, hal 582)

Tebal dinding tembaga ( $h_k$ )	= 1,2 mm
Jumlah baris pipa ( $sn$ )	= 10 baris
Jumlah pipa total ( $N_p$ )	= 200 buah

Perpindahan panas yang terjadi pada sisi dalam pipa kondenser seperti pada persamaan (3.5) di depan RPK diperoleh hasil 220,5 BTU/ton.min, maka kalor yang dilepaskan kondenser ( $Q_{kond}$ ) (J.P. Holman, hal 10)

$$Q_k = B_{pt} \times RPK \quad (3.37)$$

Dengan :

RPK = Perpindahan panas yang terjadi pada sisi dalam pipa (BTU/ton.min)

$B_{pt}$  = Beban perpindahan menyeluruh (TR)

$$\begin{aligned} Q_k &= 10 \times 220,5 \\ &= 2205 \text{ BTU/min} \\ &= 132300 \text{ BTU/jam} \\ &= 38,77 \text{ kW} \end{aligned}$$

Data-data karakteristik udara pada suhu 32° C seperti pada tabel lampiran :

- Densitas udara ( $\rho_u$ )	= 1,1595 kg/m <sup>3</sup>
- Konduktivitas termal (K)	= 0,02662 W/m °C
- Panas jenis ( $C_p$ )	= 1,0057 kJ/kg °C
- Angka Prandtl (Pr)	= 0,708
- Viskositas dinamik ( $\mu$ )	= 1,9922 x 10 <sup>-5</sup> kg/m.s

Secara umum perancangan kondenser hampir sama dengan perancangan evaporator, pada perancangan kondenser perpindahan panas ditinjau dari tiga sisi

yaitu : koefisien perpindahan panas sisi udara, sisi pipa bagian luar dan sisi pipa bagian dalam/pada sisi refrigeran.

### 3.4.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Kondenser

#### a. koefisien perpindahan panas dari udara (Hud)

Kecepatan aliran massa udara ( $Mud$ ) (W.F. Stoecker, hal 236)

$$\begin{aligned} Mud &= \frac{Q_k}{C_p \times \Delta T} & (3.38) \\ &= \frac{38,77}{1,0057 \times 2} \\ &= 19,275 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Luas frontal udara ( $A_{fr}$ ) (J.P. Holman, hal 514)

$$A_{fr} = \frac{Mud}{V \times \rho_u} \quad (3.39)$$

Dengan  $V$  = kecepatan udara diantara pipa-pipa kondenser

$$\begin{aligned} A_{fr} &= \frac{19,275}{2,5 \times 1,1595} \\ &= 6,65 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas aliran bebas udara ( $A_o$ ) dengan perbandingan : (J.P. Holman, hal 514)

$$T = \frac{A_o}{A_{fr}} = 0,697 \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} A_o &= A_{fr} \times 0,697 \\ &= 6,65 \times 0,697 = 4,6 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan udara maksimum ( $G$ )

$$G = \frac{Mud}{A_o} \quad (3.41)$$

$$= \frac{19,275}{4,6}$$

$$= 4,2 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Reynold (Re)

$$\text{Re} = \frac{G \times 0,0254}{\mu} \quad (3.42)$$

$$= \frac{4,2 \times 0,015876}{1,9922 \times 10^{-5}}$$

$$= 3154,96$$

Koefisien perpindahan panas sisi udara (Hud) (J.P. Holman, hal 514)

$$\text{St} \times \text{Pr}^{2/3} = \frac{Hud}{G \times Cp} \times \text{Pr}^{2/3} = 0,0045 \quad (3.43)$$

$$Hud = 0,0045 \times G \times Cp \times \text{Pr}^{-2/3}$$

$$= 0,0045 \times 58,4 \times 1,0057 \times 10^3 \times 0,708^{-2/3}$$

$$= 239,3 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**b. Koefisien perpindahan panas sisi dalam pipa (refrigeran)**

Kecepatan aliran massa panas yang dilepas kondenser (Mk) (W.F Stoecker, hal 236)

$$\text{Mk} = \frac{Q_k}{Cp \times \Delta T} \quad (3.44)$$

$$= \frac{38,77}{2,907 \times 2}$$

$$= 6,67 \text{ kg/s}$$

Kecepatan aliran volume refrigeran ( $Q_{av}$ ) (W.F Stoecker, hal 236)

$$\begin{aligned} Q_{av} &= \frac{Mk}{\rho_{rc}} & (3.45) \\ &= \frac{6,67}{487} = 0,013 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

kecepatan refrigeran dalam pipa ( $V_r$ ) (W.F Stoecker, hal 236)

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{Q_{av}}{Nt \times \frac{\pi}{4} \times D_{ik}^2} & (3.46) \\ &= \frac{0,013}{60 \times \frac{3,14}{4} \times 0,014676^2} \\ &= 1,28 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Angka Reynold ( $Re$ ) (J.P. Holman, hal 195)

$$\begin{aligned} Re &= \rho_{rc} \times V_r \times (D_{ik}/\mu) & (3.47) \\ &= 487 \times 1,28 \times (0,014676/9 \times 10^{-5}) \\ &= 101649,23 \end{aligned}$$

Angka Nusselt ( $Nu$ ) (W.F Stoecker, hal 223)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} & (3.48) \\ &= 0,023 \times 101649,23^{0,8} \times 2,783^{0,4} \\ &= 350,92 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas sisi pipa bagian dalam ( $Hi$ ) (W.F Stoecker, hal 223)

$$Hi = \frac{Nu \times K_r}{D_{ik}} \quad (3.49)$$



$$= \frac{350,92 \times 0,094}{0,014}$$

$$= 2356,04 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**c. Koefisien perpindahan menyeluruh ( $U_o$ )**

Hambatan termal udara ( $R_{ud}$ )

$$R_{ud} = \frac{1}{H_{ud}} = \frac{1}{239,3} = 2,99 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.50)$$

Hambatan termal sisi pipa bagian dalam/sisi refrigeran ( $R_i$ )

$$R_i = \frac{1}{H_i} = \frac{1}{2356,04} = 4,24 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.51)$$

Hambatan termal sisi pipa bagian luar ( $R_o$ )

$$R_o = \frac{1}{H_o} = \frac{1}{1587,7} = 6,29 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.52)$$

Hambatan termal akibat pengotoran ( $R_f$ ) =  $0,0002 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

Hambatan termal total ( $R_t$ )

$$R_t = R_{ud} + R_i + R_o + R_f \quad (3.53)$$

$$= 2,99 \times 10^{-3} + 4,24 \times 10^{-4} + 6,29 \times 10^{-4} + 2 \times 10^{-4}$$

$$= 4,24 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U_o$ ) (W.F Stoecker, hal 226)

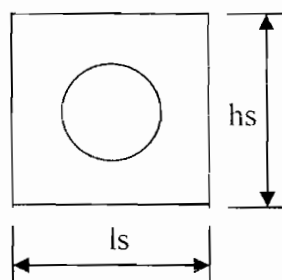
$$U_o = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{4,24 \times 10^{-3}} = 235,85 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.54)$$



### 3.4.4 Perhitungan Sirip (Fin) Kondenser

Data perancangan sirip :

- Bahan sirip : Aluminium
- Konduktivitas termal sirip :  $202 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Tebal sirip ( $t_s$ ) :  $0,001 \text{ m}$
- Tinggi sirip ( $h_s$ ) :  $0,02 \text{ m}$
- Lebar sirip ( $l_s$ ) :  $0,02 \text{ m}$
- Jumlah sirip ( $N_s$ ) : 250 sirip
- Jarak antar sirip :  $0,033 \text{ m}$



Gambar 3.2 Penampang sirip segi empat kondenser

Luas permukaan perpindahan panas sirip per meter panjang pipa ( $A_s$ )

$$\begin{aligned}
 A_s &= 2 \times N_s \times \{t_s \times h_s - (\pi \times D_{ok}^2/4)\} & (3.55) \\
 &= 2 \times 250 \times \{0,001 \times 0,02 - (3,14 \times 0,0158^2/4)\} \\
 &= 0,102 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Luas perpindahan panas bagian luar pipa per meter panjang pipa ( $A_{do}$ )

$$\begin{aligned}
 A_{do} &= (\pi \times D_{ok}) - (\pi \times D_{ok} \times t_s \times N_s) & (3.56) \\
 &= (3,14 \times 0,0158) - (3,14 \times 0,0158 \times 0,001 \times 250)
 \end{aligned}$$

$$= 0,03 \text{ m}^2$$

Jadi luas perpindahan panas total per meter panjang pipa (Ats)

$$A_{ts} = A_s + A_{do} \quad (3.57)$$

$$= 0,102 + 0,03$$

$$= 0,132 \text{ m}^2$$

Konstanta (M) (W.F Stoecker, hal 227)

$$M = \sqrt{\frac{H_o}{K_s \times y}} \quad (3.58)$$

Dengan :  $H_o$  = koefisien pengembunan =  $1587,7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$y = ts/2 = 0,001/2 = 5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$M = \sqrt{\frac{1587,7}{202 \times 0,0005}}$$

$$= 125,37$$

Efisiensi sirip ( $\eta_s$ ) (W.F Stoecker, hal 227)

$$\eta_s = \frac{\tanh M \times l_s}{M \times l_s} \quad (3.59)$$

$$= \frac{\tanh 125,37 \times 0,02}{125,37 \times 0,02} = 0,00079 \sim 0,965$$

Efisiensi sirip total ( $\eta_{st}$ ) (J.P. Holman, hal 43)

$$\eta_{st} = 1 - T \times (1 - \eta_s) \quad (3.60)$$

dengan  $T$  = luas aliran bebas udara = 0,697

$$\eta_{st} = 1 - 0,697 \times (1 - 0,965)$$

$$= 0,989 = 98,9\%$$

Luas penampang pipa rata-rata ( $A_r$ )

$$A_r = \frac{A_{ts} + A_{di}}{2} \quad (3.61)$$

$$= \frac{0,132 + (\pi \times 0,014^2 / 4)}{2} = 0,06 \text{ m}^2$$

Luas permukaan perpindahan panas pipa ( $A_p$ )

$$A_p = \frac{Q_k}{U_o \times LMTD} \quad (3.62)$$

$$= \frac{38,77 \times 1000}{235,85 \times 1,82}$$

$$= 22,79 \text{ m}^2$$

Luas permukaan perpindahan panas pipa total ( $A_t$ )

$$A_t = A_p + A_{ts} \quad (3.63)$$

$$= 22,79 + 0,132 = 22,92 \text{ m}^2$$

Panjang pipa kondenser yang diperlukan ( $L_c$ )

$$L_c = \frac{A_t}{A_{ts}} \quad (3.64)$$

$$= \frac{22,92}{0,132} = 173,65 \text{ m}$$

Panjang kondenser ( $L_k$ )

$$L_k = \frac{L_c}{N_p \times s_n} \quad (3.65)$$

$$= \frac{173,65}{20 \times 10} = 0,87 \text{ m}$$

tinggi kondenser ( $T_k$ )

$$T_k = s_n \times S_{ap} \quad (3.66)$$

$$= 10 \times 0,033 = 0,33 \text{ m}$$

Lebar kondenser (b)

a. Laju udara yang diperlukan kondenser ( $M_k$ ) = 6,67 kg/s

b. Kapasitas udara pada kondenser ( $Q_{fe}$ )

$$Q_{fe} = \frac{M_k}{\rho} = \frac{6,67}{1,146} = 5,82 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.67)$$

Kecepatan udara yang direncanakan ( $V$ ) 2,5 m/s

c. Luas celah antar pipa kondenser

$$A_{ce} = \frac{Q_{fe}}{V} = \frac{5,82}{2,5} = 2,3 \text{ m}^2 \quad (3.68)$$

d. Luas pipa dan sirip ( $A_{ps} = A_{pe} + A_s$ )

$$\begin{aligned} \text{Luas pipa, } A_{p'} &= D_{ok} \times \{L_k - (L_k \times n \times t_s)\} \\ &= 0,014 \times \{0,87 - (0,87 \times 250 \times 0,001)\} \\ &= 9,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (3.69)$$

Jumlah pipa batang melebar 20 buah, maka luas pipa kondenser pada sisi atas :

$$A_{pe} = A_{p'} \times 20 = 0,18 \text{ m}^2 \quad (3.70)$$

Luas sirip untuk sisi atas kondenser,  $A_s'$  :

$$\text{Panjang total pipa pada sisi atas : } 20 \times L_k = 17,4 \text{ m}$$

$$\text{Luas tiap satu sirip dari sisi atas : } t_s \times l_s = 2 \times 10^{-5}$$

Karena tiap meter panjang pipa ada 250 sirip, maka luas sirip :

$$A_s' = (2 \times 10^{-5}) \times 250 \times 17,4 = 0,087 \text{ m}^2$$

Luas pipa dan sirip ( $A_{ps}$ )

$$A_{ps} = A_{pe} + A_s' \quad (3.71)$$

$$= 0,18 + 0,087 = 0,26 \text{ m}^2$$

Luas kondenser pada sisi atas ( $A_{ev}$ )

$$A_{ev} = A_{ce} + A_{ps} \quad (3.72)$$

$$= 0,17 + 0,26 = 0,43 \text{ m}^2$$

Lebar kondenser (b)

$$b = \frac{A_{ev}}{Lk} = \frac{0,43}{0,87} = 0,5 \text{ m} \quad (3.73)$$

### 3.4.5 Penurunan Tekanan (Pressure Drop) pada Kondenser

Aliran refrigeran akan mengalami penurunan tekanan diantara sisi masuk dan sisi keluar kondenser, penurunan tekanan tersebut disebabkan oleh gesekan antara permukaan pipa dengan refrigeran. Besar kecilnya penurunan tekanan tersebut akan berpengaruh pada ukuran kompresor, bila penurunan tekanan terlalu besar akan menyebabkan berkurangnya performa mesin refrigerasi. Oleh karena itu penurunan harus diusahakan sekecil mungkin.

Faktor gesekan (f) (W.F.Stoecker, hal 131)

$$f = (1,82 \times \log Re - 1,64)^{-2} \quad (3.74)$$

$$= (1,82 \times \log 101649,23 - 1,64)^{-2}$$

$$= 0,0179$$

Penurunan tekanan kondenser ( $\Delta P$ ) (W.F.Stoecker, hal 129)

$$\Delta P = f \times \frac{Lc}{D_{ik}} \times \rho_{rc} \times \left[ \frac{V_r^2}{2 \times g} \right] \quad (3.75)$$

Dengan : f = faktor gesekan

$D_{ik}$  = diameter dalam pipa = 14,676 mm

$V_r$  = kecepatan aliran refrigeran = 1,28 m/s

$g$  = gravitasi = 9,81 m/s<sup>2</sup>

$\rho_r$  = densitas cairan refrigeran = 487 kg/m<sup>3</sup>

$L_c$  = panjang pipa kondenser total = 173,65 m

$$\Delta P = 0,0179 \times \frac{173,65}{0,014} \times 487 \times \left[ \frac{1,28^2}{2 \times 9,81} \right]$$

$$= 8600 \text{ Pa} = 8,6 \text{ kPa}$$

Syarat penurunan tekanan pada kondenser harus lebih kecil dari 70 kPa, maka penurunan tekanan kondenser 8,6 kPa < 70 kPa memenuhi syarat.

### 3.5 Perancangan dan pemilihan Katup Ekspansi

#### 3.5.1 Pemilihan Katup Ekspansi

Katup ekspansi berfungsi untuk mengekspansi secara adiabatik cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah. Selain itu juga untuk mengatur jumlah refrigeran yang masuk ke dalam evaporator agar sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani oleh evaporator tersebut. Jadi katup ekspansi mengatur supaya evaporator dapat bekerja sehingga diperoleh efisiensi siklus refrigerasi yang maksimal. Refrigeran menguap sempurna pada waktu keluar dari evaporator, dengan demikian refrigeran tersebut tidak merusak kompresor.

Katup ekspansi yang digunakan katup ekspansi otomatis termostatik dengan penyama tekanan eksternal. Pertimbangan pemilihan katub ekspansi termal :

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

### 3.5.2 Perancangan Katup Ekspansi

Data perancangan katup ekspansi :

- Bahan pipa = baja (JIS G-3454) (Wiranto Arismunandar, hal 273)
- Diameter luar pipa ( $D_o$ ) = 0,0427 m
- Diameter dalam pipa ( $D_i$ ) = 0,031 m
- Laju aliran refrigeran ( $M_r$ ) = 0,00707 kg/s
- Viskositas refrigeran cair pada kondenser ( $\mu_r$ ) =  $9 \times 10^{-5}$  kg/m.s
- Densitas refrigeran pada kondenser ( $\rho_r$ ) = 487 kg/m<sup>2</sup>

Kapasitas aliran refrigeran dalam pipa ( $Q_r$ )

$$\begin{aligned}
 Q_r &= \frac{M_r}{\rho_r} & (3.76) \\
 &= \frac{0,00707}{487} \\
 &= 1,45 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Luas penampang pipa bagian dalam ( $A_i$ )

$$\begin{aligned}
 A_i &= \frac{\pi \times D_i^2}{4} & (3.77) \\
 &= \frac{3,14 \times 0,0391^2}{4}
 \end{aligned}$$



$$= 0,00012 \text{ m}^2$$

Laju aliran massa refrigeran dalam pipa ( $V_{rf}$ ) (W.F. Stoecker, hal 236)

$$V_{rf} = \frac{Mr}{Ai} \quad (3.78)$$

$$= \frac{0,00707}{0,00012} = 58,91 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Reynold (Re) (W.F. Stoecker, hal 236)

$$Re = \frac{V_{rf} \times D_i}{\mu_u} \quad (3.79)$$

$$= \frac{58,91 \times 0,0391}{9 \times 10^{-5}}$$

$$= 25596,01$$

Menurut Mc Adam termasuk dalam aliran turbulenta, yaitu berkisar  $3.000 < Re < 3.000.000$ .

Perbedaan tekanan ( $\Delta P$ )

$$\Delta P = P_k - P_e \quad (3.80)$$

$$= 17,6 - 7,6 = 10 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

dengan :  $P_k$  = tekanan pada kondenser ( $\text{kg/cm}^2$ )

$P_e$  = tekanan pada evaporator ( $\text{kg/cm}^2$ )

Luas penampang orifice ( $A_{or}$ ) (Ricky Gunawawan, hal 204)

$$A_{or} = \frac{Q_r}{C \times \left( \frac{2 \times \Delta P}{\rho_r} \right)} \quad (3.81)$$

Dengan :

C = Konstanta (0,7)

$$A_{or} = \frac{1,45 \times 10^{-5}}{0,7 \times \left( \frac{2 \times 10}{487} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$= 1,022 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Diameter orifice ( $D_{or}$ ) (Ricky Gunawawan, hal 204)

$$D_{or} = \sqrt{\frac{4 \times A_{or}}{3,14}} \quad (3.82)$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 1,022 \times 10^{-4}}{3,14}}$$

$$= 0,0114 \text{ m}$$

### 3.6 Pemilihan dan Perancangan Evaporator

#### 3.6.1 Pemilihan Evaporator

Evaporator atau *cooling coil* adalah suatu peralatan penyerap panas dari ruangan yang akan dikondisikan atau udara yang dilewatkan coil dan udara panas tersebut berubah menjadi udara dingin dimana oleh evaporator fan udara dingin tersebut dialirkan ke ruangan yang akan dikondisikan. Udara normal mengandung jumlah uap air yang berbeda-beda tergantung dari kondisi cuaca. Perbandingan jumlah uap air yang ada di dalam udara dengan jumlah uap air maksimum yang dapat dimiliki udara pada temperatur disebut sebagai kandungan uap air relatif.

Dalam perancangan evaporator hal-hal yang harus diperhatikan adalah penurunan tekanan (*pressure drop*) pada pipa evaporator dan panjang pipa yang

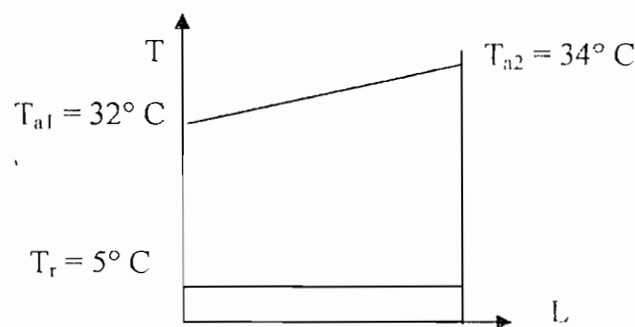
dibutuhkan, juga karena pengaruh pengotoran gas efrigeran dalam pipa. Bahan pipa evaporator yang digunakan adalah pipa tembaga dengan pertimbangan:

1. Tahan terhadap korosi
2. konduktivitas termal tinggi
3. Mudah dibentuk dan dikerjakan, tetapi harganya sedikit lebih mahal dibandingkan dengan bahan logam lain.

### 3.6.1 Perancangan Evaporator

Pemilihan evaporator biasanya didasarkan pada spesifikasi konstruksi (macam, jenis, dan ukuran), kegunaan dan besarnya beban pendinginan yang akan dilayani. Evaporator yang akan digunakan adalah evaporator koil dengan pendinginan udara.

#### *Logarithmic Mean Temperature Difference*



Gambar 3.1 Karakteristik temperatur yang bekerja pada condenser

Data perancangan distribusi pada evaporator :

- Tekanan evaporator ( $P_e$ ) =  $108,75 \text{ lb/in}^2 = 7,64 \text{ kg/cm}^2$
- Beban pendinginan evaporator (TR) =  $10 \text{ TR} = 35,16 \text{ kW}$
- Temperatur refrigeran di evaporator ( $T_r$ ) =  $5^\circ \text{ C}$

- Temperatur udara masuk evaporator ( $T_{u1}$ ) = 35° C
- Temperatur udara keluar evaporator ( $T_{u2}$ ) = 20° C
- Bahan pipa : Tembaga (JIS H 3606)
- Konduktivitas panas bahan ( $k_t$ ) = 390 W/m. °C
- Diameter luar pipa ( $d_o$ ) = 10 mm
- Tebal pipa ( $t_p$ ) = 1 mm
- Jumlah baris pipa ( $n_{br}$ ) = 10 buah
- Diameter dalam pipa ( $d_i$ ) = 9 mm
- Jumlah total pipa ( $n_{tot}$ ) = 140 buah
- Jarak antar pipa ( $S_{ap}$ ) = 12,5 mm

Karakteristik refrigeran Petrozon Rossy-22 pada temperatur 5° C :

- Viskositas dinamik cairan ( $\mu_r$ ) =  $9 \times 10^{-5}$  kg/m.
- Konduktivitas panas ( $k_r$ ) = 0,094 W/m °C
- Densitas cairan ( $\rho_{rc}$ ) = 487 kg/m<sup>3</sup>
- Kalor spesifik refrigeran ( $C_p$ ) = 2,907 kJ/kg °C
- Densitas uap ( $\rho_{ru}$ ) = 17 kg/m<sup>3</sup>

Karakteristik udara pada suhu 35 °C :

- Viskositas kinematik udara ( $\nu$ ) =  $1,65 \times 10^{-5}$  m<sup>2</sup>/s
- Viskositas dinamik ( $\mu_u$ ) =  $1,88 \times 10^{-5}$  kg/m.s
- Konduktivitas termal ( $k_u$ ) = 0,026 W/m °C
- Angka Prandtl ( $Pr$ ) = 0,706
- Densitas udara ( $\rho_u$ ) = 1,146 kg/m<sup>3</sup>      - Kalor spesifik ( $C_p$ ) = 1,006 kJ/kg

### 3.6.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Evaporator

#### a. koefisien perpindahan panas dari udara (Hud)

Kecepatan aliran massa udara (Mud) (W.F. Stoecker, hal 236)

$$\begin{aligned} Mud &= \frac{Q_k}{C_p \times \Delta T} & (3.83) \\ &= \frac{35,16}{1,006 \times 15} \\ &= 2,3 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Luas frontal udara (Afr) (J.P. Holman, hal 514)

$$A_{fr} = \frac{Mud}{V \times \rho_u} \quad (3.84)$$

Dengan V = kecepatan udara diantara pipa-pipa evaporator

$$\begin{aligned} A_{fr} &= \frac{2,3}{2,5 \times 1,1595} \\ &= 0,79 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas aliran bebas udara (Ao) dengan perbandingan : (J.P. Holman, hal 514)

$$T = \frac{A_o}{A_{fr}} = 0,697 \quad (3.85)$$

$$\begin{aligned} A_o &= A_{fr} \times 0,697 \\ &= 0,79 \times 0,697 = 0,55 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan udara maksimum (G)

$$\begin{aligned} G &= \frac{Mud}{A_o} & (3.86) \\ &= \frac{2,3}{0,55} \end{aligned}$$

$$= 4,18 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Reynold (Re)

$$\text{Re} = \frac{G \times d_o}{\mu} \quad (3.87)$$

$$= \frac{4,18 \times 0,01}{1,88 \times 10^{-5}}$$

$$= 2224,37$$

Koefisien perpindahan panas sisi udara (Hud) (J.P. Holman, hal 514)

$$\text{St} \times \text{Pr}^{2/3} = \frac{Hud}{G \times C_p} \times \text{Pr}^{2/3} = 0,0032 \quad (3.88)$$

$$Hud = 0,0032 \times G \times C_p \times \text{Pr}^{-2/3}$$

$$= 0,0032 \times 4,18 \times 1,006 \times 10^3 \times 0,706^{-2/3}$$

$$= 238,5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### b. Koefisien perpindahan panas sisi dalam pipa (refrigeran)

Kecepatan aliran massa panas yang dilepas evaporator (Mk) (W.F Stoecker, hal 236)

$$\text{Mk} = \frac{Q_k}{C_p \times \Delta T} \quad (3.89)$$

$$= \frac{35,16}{2,907 \times 15}$$

$$= 0,8 \text{ kg/s}$$

Kecepatan aliran volume refrigeran (Qav) (W.F Stoecker, hal 236)

$$\text{Qav} = \frac{\text{Mk}}{\rho_{rc}} \quad (3.90)$$

$$= \frac{0,8}{487} = 0,0016 \text{ m}^3/\text{s}$$

kecepatan refrigeran dalam pipa ( $V_r$ )

(W.F Stoecker, hal 236)

$$V_r = \frac{Q_{av}}{Nt \times \frac{\pi}{4} \times D_{ik}^2} \quad (3.91)$$

$$= \frac{0,013}{60 \times \frac{3,14}{4} \times 0,014676^2}$$

$$= 1,28 \text{ m/s}$$

Angka Reynold (Re)

(J.P. Holman, hal 195)

$$Re = \rho_{rc} \times V_r \times (D_{ik}/\mu) \quad (3.92)$$

$$= 487 \times 1,28 \times (0,014676/9 \times 10^{-5})$$

$$= 101649,23$$

Angka Nusselt (Nu)

(W. F. Stoecker, hal 223)

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (3.93)$$

$$= 0,023 \times 101649,23^{0,8} \times 2,783^{0,4}$$

$$= 350,92$$

b. Koefisien perpindahan panas sisi pipa bagian dalam ( $Hi$ ) (W. F. Stoecker, hal

223)

$$Hi = \frac{Nu \times K_r}{D_{ik}} \quad (3.94)$$

$$= \frac{350,92 \times 0,094}{0,014}$$

$$= 2356,04 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### c. Koefisien perpindahan menyeluruh ( $U_o$ )

Hambatan termal udara ( $R_{ud}$ )

$$R_{ud} = \frac{1}{H_{ud}} = \frac{1}{238,5} = 4,17 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.95)$$

Hambatan termal sisi pipa bagian dalam/sisi refrigeran ( $R_i$ )

$$R_i = \frac{1}{H_i} = \frac{1}{2356,04} = 4,24 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.96)$$

Hambatan termal sisi pipa bagian luar ( $R_o$ )

$$R_o = \frac{1}{H_o} = \frac{1}{1587,7} = 6,29 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.97)$$

Hambatan termal akibat pengotoran ( $R_f$ ) =  $0,0002 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

Hambatan termal total ( $R_t$ )

$$\begin{aligned} R_t &= R_{ud} + R_i + R_o + R_f \quad (3.98) \\ &= 4,17 \times 10^{-3} + 4,24 \times 10^{-4} + 6,29 \times 10^{-4} + 2 \times 10^{-4} \\ &= 4,24 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U_o$ ) (W. F. Stoecker, hal 226)

$$U_o = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{4,24 \times 10^{-3}} = 235,85 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.99)$$

Dalam perancangan evaporator, udara yang dihembuskan tersebut berlawanan arah dengan arah aliran refrigeran, maka *logaritmic mean overall temperature difference* (LMTD) adalah :

$$LMTD = \frac{(T_{u1} - T_r) - (T_{u2} - T_r)}{\ln \frac{(T_{u1} - T_r)}{(T_{u2} - T_r)}} \quad (3.100)$$



$$= \frac{(35 - 5) - (20 - 5)}{\ln \frac{(35 - 5)}{(35 - 20)}}$$

$$= 21,65^\circ \text{C}$$

### 3.6.4 Perhitungan Sirip (Fin) evaporator

Data perancangan sirip :

- Bahan sirip evaporator = Aluminium
- Konduktivitas termal sirip = 202 W/m °C
- Tebal sirip (ts) = 0.001 m
- Tinggi sirip (hs) = 0,02 m
- Lebar sirip (ls) = (2 x hs) + do  
= (2 x 0,02) + 0,01 = 0,05 m
- Jumlah sirip (Ns) = 250 sirip
- Jarak antara sirip (Sap) = 0,0285 m

Luas permukaan perpindahan panas sirip per meter panjang pipa (As)

$$As = 2 \times Ns \times \{ts \times hs - (\pi \times D_{ok}^2/4)\} \quad (3.101)$$

$$= 2 \times 250 \times \{0,001 \times 0,02 - (3,14 \times 0,01^2/4)\}$$

$$= 0,01 \text{ m}^2$$

Luas perpindahan panas bagian luar pipa per meter panjang pipa (Ado)

$$Ado = (\pi \times D_{ok}) - (\pi \times D_{ok} \times ts \times Ns) \quad (3.102)$$

$$= (3,14 \times 0,01) - (3,14 \times 0,01 \times 0,001 \times 250)$$

$$= 0,004 \text{ m}^2$$

Jadi luas perpindahan panas total per meter panjang pipa ( $A_{ts}$ )

$$\begin{aligned} A_{ts} &= A_s + A_{do} \\ &= 0,01 + 0,004 \\ &= 0,014 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (3.103)$$

Konstanta ( $M$ ) (W. F. Stoecker, hal 227)

$$M = \sqrt{\frac{Ho}{K_s \times y}} \quad (3.104)$$

Dengan :  $Ho$  = koefisien pengembunan =  $141,872 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$y = ts/2 = 0,001/2 = 5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{\frac{1321,14}{202 \times 0,0005}} \\ &= 114,37 \end{aligned}$$

Efisiensi sirip ( $\eta_s$ ) (W. F. Stoecker, hal 227)

$$\begin{aligned} \eta_s &= \frac{\tanh M \times ls}{M \times ls} \\ &= \frac{\tanh 114,37 \times 0,02}{114,37 \times 0,02} = 0,0087 \sim 0,965 \end{aligned} \quad (3.105)$$

Efisiensi sirip total ( $\eta_{st}$ ) (J.P. Holman, hal 43)

$$\eta_{st} = 1 - T \times (1 - \eta_s) \quad (3.106)$$

dengan  $T$  = luas aliran bebas udara = 0,697

$$\begin{aligned} \eta_{st} &= 1 - 0,697 \times (1 - 0,965) \\ &= 0,989 = 98,9\% \end{aligned}$$

Luas penampang pipa rata-rata ( $A_r$ )

$$\begin{aligned} A_r &= \frac{A_{ts} + A_{di}}{2} & (3.107) \\ &= \frac{0,083 + (\pi \times 0,009^2 / 4)}{2} = 0,041 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas permukaan perpindahan panas pipa ( $A_p$ )

$$\begin{aligned} A_p &= \frac{Qk}{U_o \times LMTD} & (3.108) \\ &= \frac{35,16 \times 1000}{235,85 \times 21,65} \\ &= 6,88 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas permukaan perpindahan panas pipa total ( $A_t$ )

$$\begin{aligned} A_t &= A_p + A_{ts} & (3.109) \\ &= 6,88 + 0,014 = 6,963 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Panjang pipa evaporator yang diperlukan ( $L_c$ )

$$\begin{aligned} L_c &= \frac{A_t}{A_{ts}} & (3.110) \\ &= \frac{6,894}{0,014} \\ &= 131,6 \text{ m} \end{aligned}$$

Panjang evaporator ( $L_e$ )

$$\begin{aligned} L_e &= \frac{L_c}{N_p \times s_n} & (3.111) \\ &= \frac{131,6}{14 \times 10} = 0,94 \text{ m} \end{aligned}$$

tinggi evaporator ( $T_e$ )

$$T_e = s_n \times S_{ap} \quad (3.112)$$

$$= 10 \times 0,0625 = 0,25 \text{ m}$$

Lebar evaporator (b)

a. Laju udara yang diperlukan evaporator ( $M_k$ ) = 0,8 kg/s

b. Kapasitas udara pada evaporator ( $Q_{fe}$ )

$$Q_{fe} = \frac{M_k}{\rho} = \frac{0,8}{1,146} = 0,69 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kecepatan udara yang direncanakan ( $V$ ) 2,5 m/s

c. Luas celah antar pipa evaporator

$$A_{ce} = \frac{Q_{fe}}{V} = \frac{0,69}{2,5} = 0,276 \text{ m}^2 \quad (3.113)$$

d. Luas pipa dan sirip ( $A_{ps} = A_{pe} + A_s$ )

$$\text{Luas pipa, } A_{p'} = D_{ok} \times \{L_e - (L_e \times n \times t_s)\} \quad (3.114)$$

$$= 0,01 \times \{0,4 - (0,4 \times 250 \times 0,001)\}$$

$$= 3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Jumlah pipa batang melebar 10 buah, maka luas pipa evaporator pada sisi atas :

$$A_{pe} = A_{p'} \times 10 = 0,03 \text{ m}^2$$

Luas sirip untuk sisi atas evaporator,  $A_s'$  :

$$\text{Panjang total pipa pada sisi atas : } 10 \times L_e = 9,4 \text{ m}$$

$$\text{Luas tiap satu sirip dari sisi atas : } t_s \times l_s = 2 \times 10^{-5}$$

Karena tiap meter panjang pipa ada 250 sirip, maka luas sirip :

$$A_s' = (2 \times 10^{-5}) \times 250 \times 9,4 = 0,048 \text{ m}^2$$

Luas pipa dan sirip ( $A_{ps}$ )

$$\begin{aligned} A_{ps} &= A_{pe} + A_{s'} & (3.115) \\ &= 0,03 + 0,048 = 0,078 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas evaporator pada sisi atas ( $A_{ev}$ )

$$\begin{aligned} A_{ev} &= A_{ce} + A_{ps} & (3.116) \\ &= 0,276 + 0,078 = 0,354 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Lebar evaporator (b)

$$b = \frac{A_{ev}}{Le} = \frac{0,354}{0,94} = 0,4 \text{ m} \quad (3.117)$$

### 3.6.5 Penurunan Tekanan (Pressure Drop) pada Evaporator

Aliran refrigeran akan mengalami penurunan tekanan diantara sisi masuk dan sisi keluar evaporator, penurunan tekanan tersebut disebabkan oleh gesekan antara permukaan pipa dengan refrigeran. Besar kecilnya penurunan tekanan tersebut akan berpengaruh pada ukuran kompresor, bila penurunan tekanan terlalu besar akan menyebabkan berkurangnya performa mesin refrigerasi. Oleh karena itu penurunan harus diusahakan sekecil mungkin.

Faktor gesekan (f) (W.F.Stoecker, hal 131)

$$\begin{aligned} f &= (1,82 \times \log Re - 1,64)^{-2} & (3.118) \\ &= (1,82 \times \log 101649,23 - 1,64)^{-2} \\ &= 0,0179 \end{aligned}$$

Penurunan tekanan evaporator ( $\Delta P$ ) (W.F.Stoecker, hal 129)

$$\Delta P = f \times \frac{L_c}{D_{ik}} \times \rho_{rc} \times \left[ \frac{V_r^2}{2 \times g} \right] \quad (3.119)$$

Dengan : f = faktor gesekan

$D_{ik}$  = diameter dalam pipa = 10 mm

$V_r$  = kecepatan aliran refrigeran = 1,28 m/s

g = gravitasi = 9,81 m/s<sup>2</sup>

$\rho_r$  = densitas cairan refrigeran = 487 kg/m<sup>3</sup>

$L_c$  = panjang pipa kondenser total = 83,89 m

$$\Delta P = 0,0179 \times \frac{83,89}{0,01} \times 487 \times \left[ \frac{1,28^2}{2 \times 9,81} \right]$$

$$= 6106,79 \text{ Pa} = 6,1 \text{ kPa}$$

Syarat penurunan tekanan pada kondenser harus lebih kecil dari 70 kPa, maka penurunan tekanan kondenser 6,1 kPa < 70 kPa memenuhi syarat.

### 3.7 Komponen Pendukung

Untuk menunjang kerja dari mesin pengkondisian udara, diperlukan peralatan pendukung dalam menjalankan mesin tersebut. Terdapat beberapa peralatan pendukung dalam mesin pengkondisian udara, yaitu :

1. Kipas Udara
2. Saringan udara
3. Saringan cairan
4. Alat kontrol lainnya

### 3.7.1 Kipas udara kondenser

Kipas/fan pendukung kondenser dengan pendingin udara terdiri dari sudu-sudu yang digerakkan oleh motor listrik.

Data perancangan kipas untuk pendinginan kondenser :

- jenis kipas = kipas udara propeler
- Jumlah kipas kondenser ( $Z_k$ ) = 1 buah
- Jumlah sudu-sudu kipas ( $Z_s$ ) = 4 buah
- Diameter luar sudu ( $D_b$ ) = 0,5588 m
- Diameter dalam sudu ( $D_k$ ) = 0,02794 m
- Temperatur udara masuk ( $T_i$ ) = 32° C
- Temperatur udara keluar ( $T_o$ ) = 34° C
- Selisih temperatur ( $\Delta T$ ) = 2° C
- Daya motor ( $P_m$ ) = 1 HP = 0,735 kW
- Putaran motor ( $N_m$ ) = 1750 rpm

Kecepatan aliran massa udara per satuan waktu ( $M_{uk}$ )

$$\begin{aligned} M_{uk} &= \frac{Q_k}{C_p \times \Delta T} & (3.120) \\ &= \frac{38,77}{1,0057 \times 2} \\ &= 19,27 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Kapasitas udara yang dibutuhkan ( $Q_{ku}$ )

$$Q_{ku} = \frac{M_{uk}}{\rho_u} \quad (3.121)$$

$$= \frac{19,27}{1,1595}$$

$$= 16,619 \text{ m}^3/\text{s}$$

Jarak antar sudu kipas ( $s$ )

(P. L. Ballaney 1983, hal 751)

$$s = \frac{\pi \times Db}{Z_s} \quad (3.122)$$

$$= \frac{3,14 \times 0,5588}{4}$$

$$= 0,429 \text{ m}$$

Lebar sudu kipas ( $B_s$ )

(P. L. Ballaney 1983, hal 753)

$$B_s = \frac{Qku}{\pi \times Db \times Vf} \quad (3.123)$$

$$= \frac{16,619}{3,14 \times 0,5588 \times 67,96}$$

$$= 0,139 \text{ m}$$

Kecepatan putar sudu kipas ( $\omega_s$ )

$$\omega_s = \frac{\pi \times Db \times Nm}{60} \quad (3.124)$$

$$= \frac{3,14 \times 0,5588 \times 1750}{60}$$

$$= 51,203 \text{ m/s}$$



Tinggi tekan kipas (Hk)

(P. L. Ballaney 1983, hal 756)

$$Hk = \frac{Pm \times 75}{Qku \times \rho_u} \quad (3.125)$$

$$= \frac{1 \times 75}{16,619 \times 1,1595}$$

$$= 3,89 \text{ m kolom udara}$$



**Gambar 3.3 Kipas udara propeler**  
(Penyegaran Udara, Wiranto A dan Heizo Saito)

### 3.7.2 Kipas udara evaporator

Komponen pendukung evaporator dengan pendingin udara adalah kipas/*fan* yang terdiri dari sudu-sudu yang digerakkan oleh motor listrik.

Data perancangan kipas untuk pendinginan evaporator :

- Jenis fan = Sirocco (setrifugal-galvanized steel) direct drive
- Daya motor (P) = 1,8 HP
- Putaran motor (n) = 1000 RPM
- Tipe motor penggerak = Three Phase Squirrel Cage Induction Motor

- Diameter fan ( $D_f$ ) = 310 mm
- Lebar fan ( $l_f$ ) = 310 mm

Kecepatan aliran massa udara per satuan waktu (Muk)

$$\begin{aligned} \text{Muk} &= \frac{Qk}{C_p \times \Delta T} & (3.126) \\ &= \frac{35,16}{1,0057 \times 15} \\ &= 2,3 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Kapasitas udara yang dibutuhkan ( $Q_{ku}$ )

$$\begin{aligned} Q_{ku} &= \frac{Muk}{\rho_u} & (3.127) \\ &= \frac{2,3}{1,146} \\ &= 2,0 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Kecepatan putar sudu kipas ( $\omega_s$ )

$$\begin{aligned} \omega_s &= \frac{\pi \times Db \times Nm}{60} & (3.128) \\ &= \frac{3,14 \times 0,31 \times 1000}{60} \\ &= 16,22 \text{ m/s} \end{aligned}$$



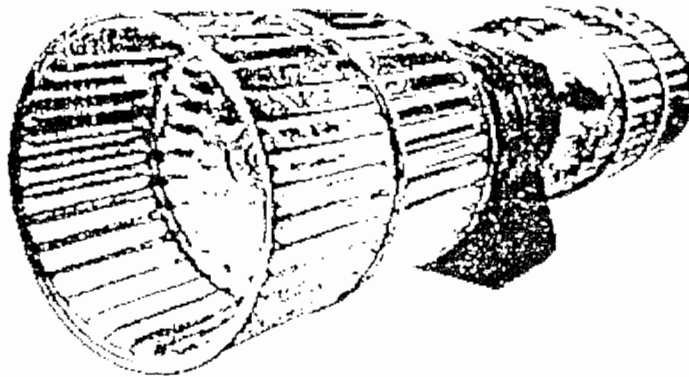
Tinggi tekan kipas (Hk)

(P. L. Ballaney, hal 756)

$$Hk = \frac{Pm \times 75}{Qku \times \rho_u} \quad (3.129)$$

$$= \frac{1,8 \times 75}{2,0 \times 1,146}$$

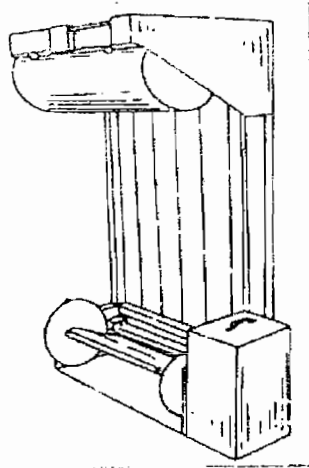
$$= 59 \text{ m kolom udara}$$



Gambar 3.4 Kipas udara Sirocco  
(Penyegaran Udara, Wiranto A dan Heizo Saito)

### 3.7.3 Saringan udara

Saringan udara yang digunakan adalah saringan udara kontinu. Elemen saringan yang dipakai terbuat dari anyaman serat gelas (*fiberglass*) atau kertas khusus, atau kain katun biasa. Apabila saringan menjadi kotor, maka saringan akan digulung ke atas secara otomatis karena adanya perbedaan tekanan antara keadaan sebelum dan sesudah suatu waktu menggunakan tertentu. Jenis saringan ini mudah pemakaiannya dan waktu penggunaannya cukup lama.

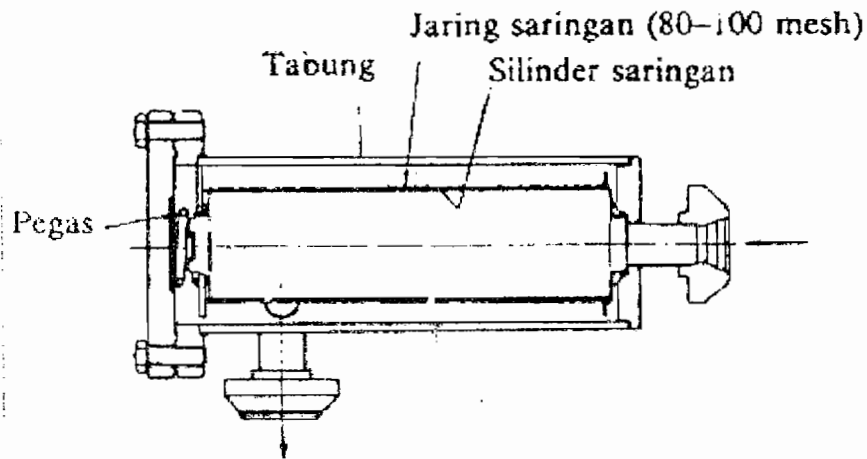


Gambar 3.5 Saringan mula jenis tirai bergerak  
(Penyegaran Udara, Wiranto A dan Heizo Saito)

### 3.7.4 Saringan cairan

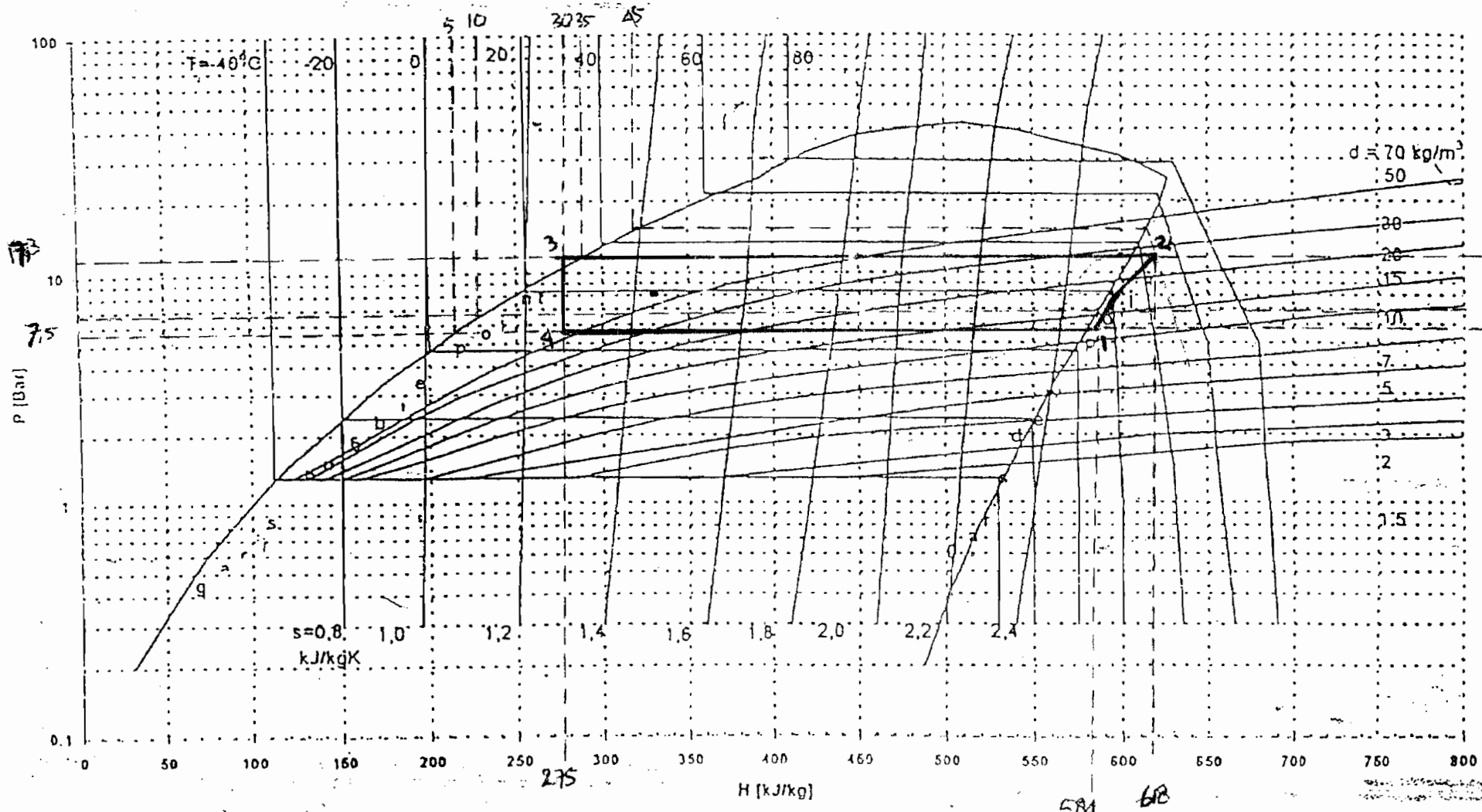
Kotoran dan serbuk logam yang ada di dalam refrigeran yang bersirkulasi dapat mengendap pada orifis dari katup ekspansi, pada katup isap atau katup buang kompresor, sehingga akan mengganggu kerja kompresor. Selain itu, juga dapat merusak bantalan an penyekat poros. Oleh karena itu kotoran tersebut harus dibuang dengan mengalirkan refrigeran melalui saringan cairan. Saringan cairan

dipasang sebelum katup ekspansi dari pipa refrigeran cair. Saringsan cairan terdiri dari jaringan saringan yang diletakkan di dalam silinder. Saluran di dalam saringan berbentuk huruf L, seperti pada pengering. Jaringan filter dapat diperiksa dan dibersihkan tanpa membuka pipa-pipa.

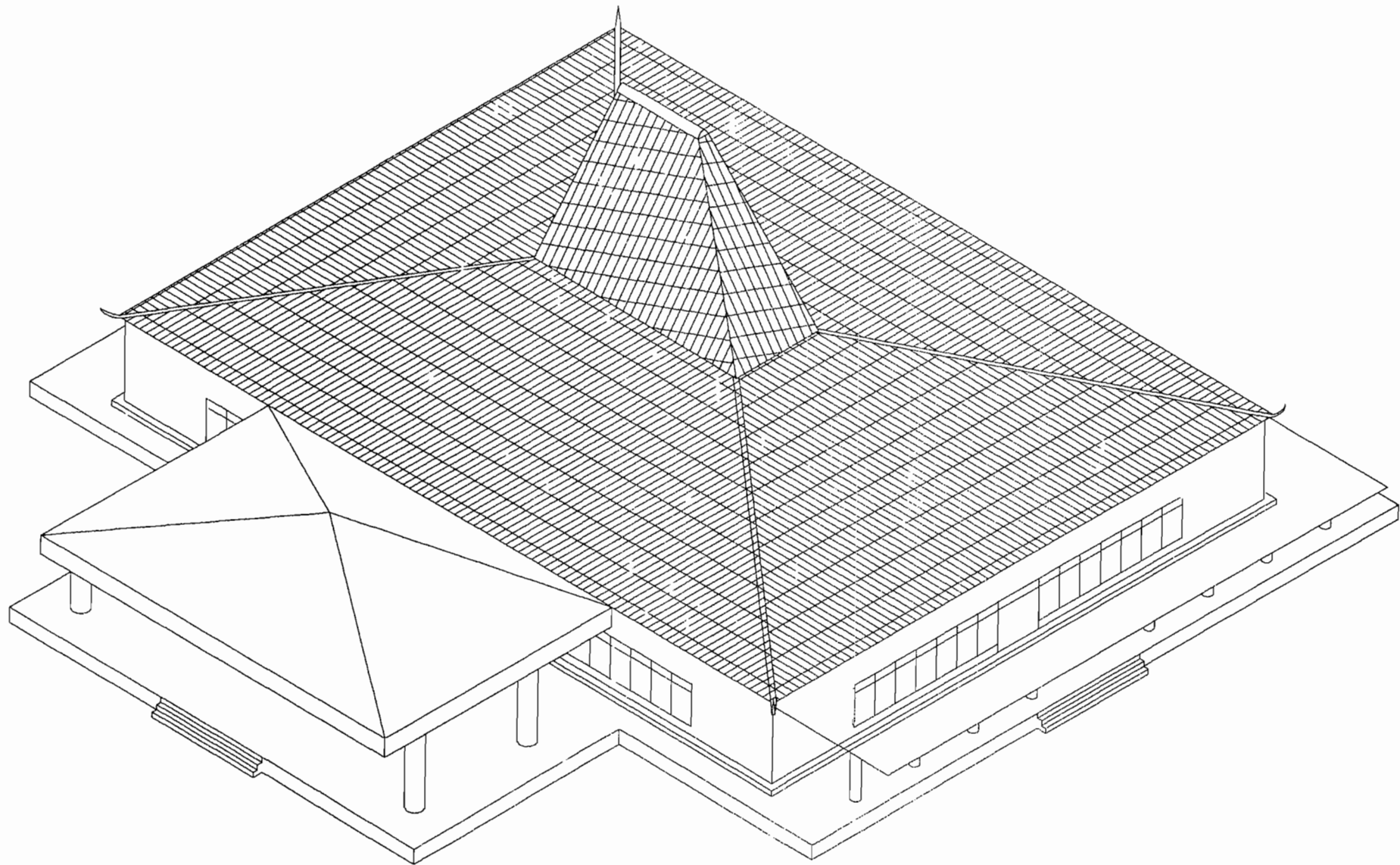


**Gambar 3.6 Saringan cairan**  
(Penyegaran Udara, Wiranto A dan Heizo Saito)

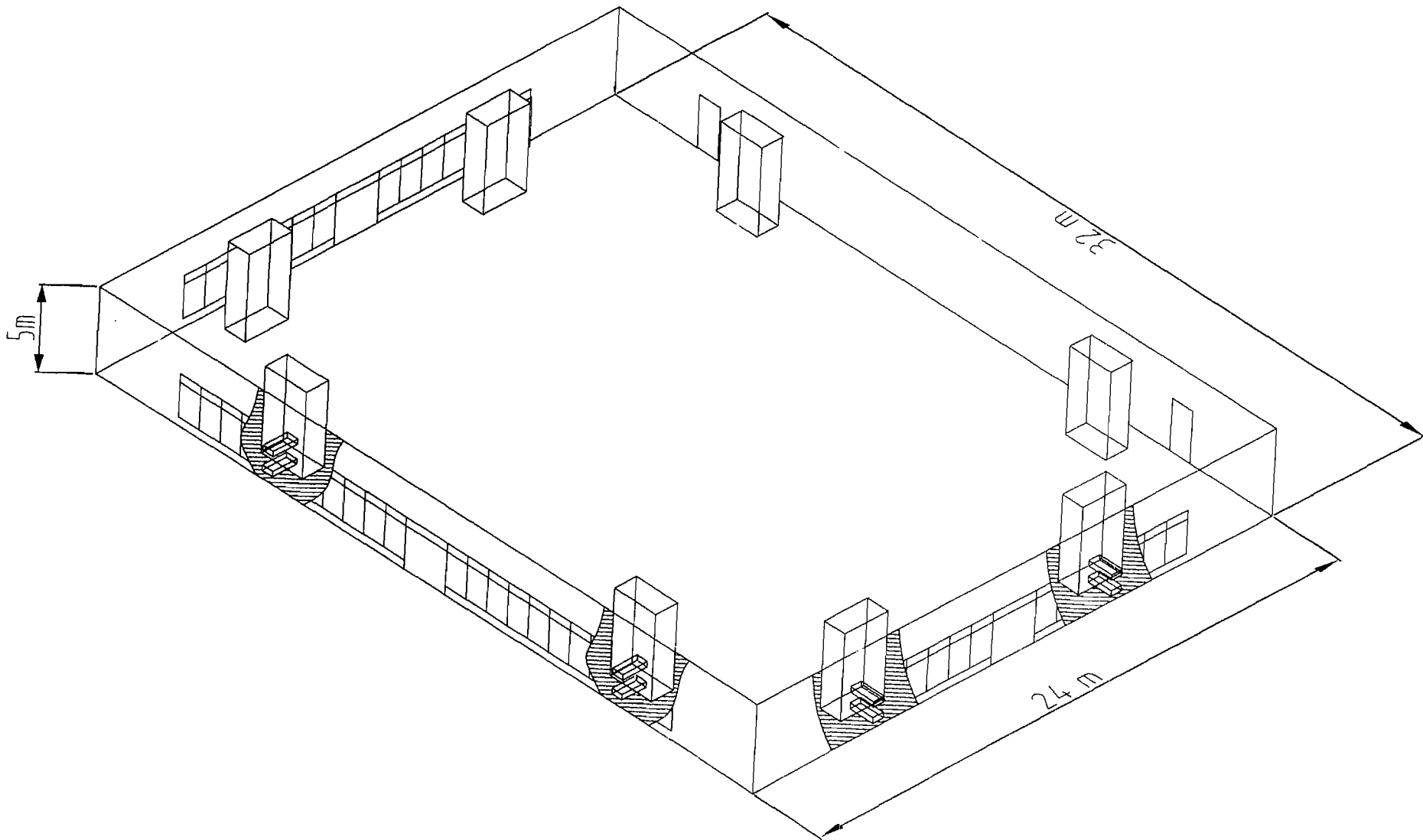
P-H DIAGRAM  
PETROZON ROSSY-22



Gambar 3.7 Diagram Mollier  
(Dasar Teknik Pendingin, Ir. G. Harjanto)



**Gambar 3.8 Gedung Pertemuan “GRAHA WANA BHAKTI YASA”**



Gambar 3.9 Penyegar udara paket pada gedung



## **BAB IV**

### **PENGOPERASIAN, PEMELIHARAAN, DAN PERAWATAN MESIN PENGKONDISIAN UDARA**

Kerja mesin pengkondisian udara yang baik bisa didapat dengan cara memperhatikan petunjuk pengoperasian, pemeliharaan, dan perawatan unit mesin pengkondisian udara beserta komponen pendukungnya. Supaya kerja mesin pengkondisian udara beserta komponen pendukungnya dapat beroperasi dengan baik dan berumur panjang, maka dalam mengoperasikan mesin pengkondisian udara harus memperhatikan petunjuk pengoperasian dalam menjalankan dan mematikan mesin.

#### **4.1 Petunjuk pengoperasian menjalankan mesin pengkondisian udara**

Secara garis besar pengoperasian pada sebuah unit pengkondisian udara harus sesuai alur petunjuk pengoperasian unit mesin pengkondisian udara. Dimana petunjuk menjalankan mesin pengkondisian udara seperti dibawah ini :

1. Unit mesin pengkondisian udara dinyalakan dengan menekan tombol stater dengan penyetingan katup ekspansi berkisar pada temperatur *superheated* 12°F-18°F.
2. Periksa ampere *indoor fan*, *outdoor fan* dan kompresor pada setiap unit mesin pengkondisian udara.
3. Setiap tiga jam lakukan pemeriksaan pada semua fan dan kompresor, jika ampere pada *indoor fan*, *outdoor fan*, dan kompresor tidak bekerja,

lakukan perbaikan secepatnya. Jangan sampai *indoor fan*, *outdoor fan*, dan kompresor tidak bekerja, karena akan mengganggu pengoperasian unit pengkondisian udara.

Jika mesin pengkondisian udara ada yang dipasang dua unit pengkondisian udara yang harus dijalankan secara bersama-sama dan mati/hidupnya kompresor serta temperatur ruangan yang diinginkan akan diatur oleh *modular electronic temperature control system* atau *thermostat* secara otomatis, oleh karena itu jangan menjalankan satu unit pengkondisian udara dirancang untuk dua inti pengkondisian udara.

#### **4.1.1 Petunjuk pengoperasian mematikan mesin pengkondisian udara.**

Untuk menjadikan mesin pengkondisian udara awet maka harus diperhatikan juga cara mematikan mesin pengkondisian udara. Adapun cara mematakannya yang baik seperti dibawah ini :

1. Matikan semua unit mesin pengkondisian udara pada semua lantai gedung.
2. Setelah semua unit mesin pengkondisian udara mati kemudian periksa semua unit mesin pengkondisian udara apakah masih ada yang hidup.

Hal yang diperhatikan dalam urutan pemasangan kabel (R-S-T) harus benar tidak boleh terbalik karena dapat merusak kompresor dan mengacaukan putaran blower/fan pada evaporator dan condenser. Apabila ada yang merubah rangkaian kabel (R-S-T) pada panel control maupun pada panel starter pengkondisian udara harus diperiksa kembali dengan *phase sequence indicator*

(penyambungan R-S-T harus benar) sebelum unit mesin pengkondisian udara dijalankan.

## **4.2 Pemeliharaan dan perawatan unit mesin pengkondisian udara**

Mengikuti cara-cara pemeliharaan yang telah diberikan sebagai bagian yang penting dari pemeliharaan yang diperlukan oleh peralatan tersebut dalam pemeliharaan dan perawatan mesin pengkondisian udara dilakukan dalam beberapa periode secara rutin. Periode pemeliharaan yang dilakukan meliputi pemeliharaan mingguan, pemeliharaan bulanan, pemeliharaan enam bulanan, dan pemeliharaan tahunan.

### **4.2.1 Pemeliharaan mingguan**

Pemeliharaan mingguan dilakukan pada pembersihan *air filter* pada unit mesin pengkondisian udara yang mana *air filter* berfungsi menyaring material-material kecil yang terbawa dalam rangkaian. Jika suatu rangkaian perpipaan tidak diberi /dipasang filter akan mengakibatkan terjadinya kerak pada dasar pipa saluran fluida. Jika filter tidak dibersihkan akan menghambat laju aliran fluida yang mengalir, membuat saluran menjadi kecil karena kotoran yang menempel pada filter.

### **4.2.2 Pemeliharaan bulanan**

Selain pemeliharaan mingguan dan harian dilakukan secara rutin, untuk menjaga agar unit mesin pengkondisian udara dapat bekerja dengan baik dan

tahan lama juga harus melakukan pemeliharaan bulanan. Pemeliharaan bulanan dapat berupa seperti dibawah ini :

1. Bersihkan sirip-sirip evaporator dan sirip-sirip condenser dari kotoran debu yang menempel supaya udara yang melewati evaporator dan condenser berjalan lancar.
2. Bersihkan sudu-sudu pada evaporator fan (blower) dan pada condenser fan (blower) dari debu-debu yang menempel. Jika tidak dibersihkan maka debu yang menempel akan ikut terbawa masuk saluran udara, yang akan mengakibatkan kotoran pada saluran udara. Bahkan debu yang ikut aliran angin keluar dari lubang penyegaran.
3. Periksa apakah motor fan evaporator dan fan condenser bekerja dengan baik.
4. Periksa dan bersihkan *contact point* dari kontaktor-kontaktor.
5. Periksa kekerasan/kekencangan hubungan kabel pada terminal/komponen pada panel listrik pada unit pengkondisian udara dan panel stater control.
6. Periksa ampere motor fan evaporator, motor fan condenser dan kompresor.
7. Periksa tekanan refrigerant pada setiap rangkaian (*high pressure and low pressure*).

Pastikan bahwa running ampere masih berada di bawah FLA (Full Load Ampere), jika running ampere dari peralatan tersebut melewati FLA, segera matikan peralatan tersebut dan lakukan perbaikan.

#### **4.2.3 Pemeliharaan enam bulanan**

tidak lupa dilakukan pemeriksaan enam bulanan untuk mendapatkan kerja dan keawetan mesin pengkondisian udara.

1. Lakukan pemeliharaan bulanan secara rutin.
2. Periksa kondisi *housing* pada fan evaporator.
3. Periksa *Aligment* dari fan evaporator.
4. Bersihkan kotoran/kerak pada condenser dengan kain basah.

#### **4.2.4 Pemeliharaan tahunan**

1. Lakukan pemeliharaan tahunan.
2. Periksa kondisi katup ekspansi, bersihkan *sensing bulb* serta upayakan agar menempel secara langsung dengan *suction line* dan isolasi.
3. Periksa *Superheated setting* dari katup ekspansi berkisar dari 12°F sampai dengan 18°F.

### **4.3 Permasalahan dan pemecahan masalah mesin pengkondisian udara**

Dalam pemeliharaan setiap harinya harus diperhatikan gejala-gejala yang terjadi dalam unit mesin pengkondisian udara. Jika terjadi gejala-gejala yang

disebabkan oleh suatu hal lakukan perbaikan seperti kolom tiga pemecahan masalah dibawah ini :

Tabel cara perbaikan karena masalah yang timbul

Gejala	Sebab	Pemecahan
Mencari gejala pada katup ekspansi	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Refrigeran kurang</li> <li>2. Udara ke condenser terlalu besar</li> <li>3. Aliran udara ke evaporator terlalu rendah</li> <li>4. Bola perasa pada katup ekspansi naik dengan cepat</li> <li>5. Keausan batang katup ekspansi</li> <li>6. pembatas garis panas/condenser</li> <li>7. Pembatas garis panas equalizer</li> <li>8. Komponen jelek</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>a. Menambah refrigerant</li> <li>b. Menurunkan putaran fan condenser</li> <li>c. Periksa fan, arah, volume, penggerak, dan baffle</li> <li>d. Menmpatkan kembali/membuktikan kebenaran sirkuit</li> <li>e. Mengganti batang dan O-ring</li> <li>f. Memindahkan pembatas</li> <li>g. Memindahkan pembatas</li> <li>h. Diganti kompresornya</li> </ol>
Subcooling tinggi	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Kelebihan refrigerant</li> <li>2. Usaha melalui condenser terlalu besar</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>a. Mengurangi refrigerant</li> <li>b. Menurunkan putaran fan condenser</li> </ol>

	<p>3. Laju aliran udara evaporator rendah</p> <p>4. Ketidaktepatan condenser</p> <p>5. Udara pada system</p>	<p>c. Periksa fan, arah, voltage, penggerak, dan baffle</p> <p>d. Membuktikan kebenaran sambungan dan ukurannya</p> <p>e. Diperbaiki</p>
Subcooling rendah	<p>1. Kekurangan refrigeran</p> <p>2. Udara yang melalui condenser terbalik</p> <p>3. Laju aliran udara evaporator tinggi</p> <p>4. Pembatas garis panas/condenser</p>	<p>a. Menambah refrigerant</p> <p>b. Dibetulkan</p> <p>c. Periksa fan, arah, voltage, penggerak, dan baffle</p> <p>d. Memindahkan pembatas</p>
Indikasi kelembaban	<p>1. Udara pada system</p> <p>2. Kelembaban pada system</p>	<p>1. Diperbaiki</p> <p>2. Diperbaiki</p>
Kegagalan HPCO	<p>1. Kelebihan refrigerant</p> <p>2. Udara melalui condenser terbatas</p> <p>3. Pembatas garis panas/condenser</p>	<p>a. Mengurangi refrigerant</p> <p>b. Membuka pembatas</p> <p>c. memindahkan pembatas</p>

	<p>4. Terlalu banyak oli kompresor pada system</p> <p>5. Udara pada system</p> <p>6. Katup service tertutup</p>	<p>d. mengurangi oli</p> <p>e. Diperbaiki</p> <p>f. Diperbaiki</p>
Kegagalan LPCO	<p>1. Kekurangan refrigerant</p> <p>2. Aliran udara pada evaporator rendah</p> <p>3. Kehilangan elemen tenaga pada katup ekspansi</p> <p>4. Bola perasa pada katup ekspansi naik dengan cepat</p> <p>5. katup ekspansi terbatas</p> <p>6. Garis pembatas pada sisi rendah</p> <p>7. Pembatas pengering/garis cair</p> <p>8. katup service tertutup</p>	<p>a. Menambah refrigerant</p> <p>b. Periksa fan , arah, voltage, penggerak dan baffle</p> <p>c. menempatkan elemen daya</p> <p>d. Menempatkan kembali/membuktikan kebenaran sirkuit</p> <p>e. Memeriksa dengan hati-hati batang, pangkalan, dan O-ring</p> <p>f. Memindahkan pembatas</p> <p>g.mengganti/memindahkan pembatas</p> <p>h. Diperbaiki</p>
Suara kompresor	<p>1. Kelebihan refrigerant</p> <p>2. Kekurangan refrigerant</p>	<p>a. Mengurangi refrigerant</p> <p>b. Menambah refrigerant</p>



	<p>3. Udara melalui condenser terbatas</p> <p>4. Udara melalui condenser terlalu besar</p> <p>5. Udara melalui condenser terlalu panas</p> <p>6. Aliran udara evaporator rendah</p> <p>7. Aliran udara melalui evaporator terlalu tinggi</p> <p>8. Kehilangan elemen tenaga pada katup ekspansi</p> <p>9. Bola perasa pada katup ekspansi naik dengan cepat</p> <p>10. Keausan batang katup ekspansi</p> <p>11. Katup ekspansi terbatas</p> <p>12. Garis pembatas pada sisi rendah</p>	<p>c. Membuka pembatas</p> <p>d. Menurunkan putaran fan kondenser</p> <p>e. Menaikan putaran condenser</p> <p>f. Periksa fan, arah, voltage, penggerak, dan baffle</p> <p>g. Periksa fan, arah, voltage, penggerak, dan baffle</p> <p>h. menempatkan elemen daya</p> <p>i. Menempatkan kembali/membuktikan kebenaran sirkuit</p> <p>j. Mengganti batang dan O-ring</p> <p>k. memeriksa dengan hati-hati batang, pangkalan dan O-ring</p> <p>l. Memindahkan pembatas</p>
--	--	---

	<p>13. Pembatas kering/garis cair</p> <p>14. Pembatas garis panas/condenser</p> <p>15. pembatas garis equalizer</p> <p>16. Terlalu banyak oli kompresor pada system</p> <p>17. Kabel kompresor tidak terhubung</p> <p>18. Udara pada system</p> <p>19. kelembaban pada system</p> <p>20. kompresor jelek</p> <p>21. Katup service tertutup</p>	<p>m. Mengganti/memindahkan pembatas</p> <p>n. Memindahkan pembatas</p> <p>o. Memindahkan pembatas</p> <p>p. Mengurangi oli</p> <p>q. Melihat dan lalu segera menghubungkan</p> <p>r. Diperbaiki</p> <p>s. Diperbaiki</p> <p>t. Diganti</p> <p>u. Diperbaiki</p>
--	--	--

## BAB V

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

#### 5.1 Hasil Perhitungan Beban Pendinginan

Beban pendinginan total dari gedung pertemuan sebesar 70 Ton Refrigeran. Pengkondisian udara untuk gedung pertemuan menggunakan penyegar udara paket, dimana untuk setiap paket mempunyai kapasitas sebesar 10 ton refrigeran sehingga penyegar udara paket yang digunakan 7 paket ditambah 1 1 paket untuk cadangan sehingga menjadi 8 penyegar udara paket.

#### 5.2 Hasil Perancangan Komponen Utama

##### 5.2.1 Kompresor

Jenis kompresor	: Kompresor hermetik (Torak)
Tekanan hisap	: 108,75 Psia = 7,6 kg/cm <sup>2</sup>
Tekanan buang	: 250,85 Psia = 17.63 kg/cm <sup>2</sup>
Daya teoritis	: 5,2 HP = 3,879 kW
Bahan silinder	: besi tuang kelabu (JIS G 5501, FC15)
Diameter silinder	: 87 mm
Panjang silinder	: 158 mm
Tebal dinding silinder	: 13,1 mm
Tebal kepala silinder	: 9,4 mm
Panjang clearance	: 0,848 mm

Panjang langkah torak	: 87 mm
Panjang torak	: 69,6 mm
Diameter torak	: 86,7 mm
Tebal kepala torak	: 2,4 mm
Tebal radial cincin torak	: 3,48 mm
Nomal celah radial ring	: 0,125 mm
Kedalamam alur ring	: 3,605 mm
Lebar alur ring	: 3,125 mm
Bahan pena torak	: krom nikel (JIS G 4102, SNC2)
Panjang pena torak	: 39,01 mm
Bahan batang penguat	: Baja cor (JIS G 4102, SC-46)
Panjang batang penguat	: 150 mm
Bahan poros engkol	: Baja karbon (JIS G 4501, S25C)
Diameter poros engkol	: 54,6 mm
Tebal engkol	: 44,4 mm
Lebar engkol	: 92,5 mm
Jari jari filet	: 5 mm

### 5.2.2 Kondenser

Jenis kondenser	: Koil pendingin udara
Bahan kondenser	: Tembaga (JIS H 3606)
Temperatur udara masuk kondenser	: 32°C
Temperatur udara keluar kondenser	: 34°C

Temperatur refrigeran dalam kondenser	: 35°C
Diameter pipa tembaga	: 15,876 mm
Diameter dalam pipa tembaga	: 14,676 mm
Jumlah pipa	: 200
Kapasitas kondenser	: 38,77 kW
Laju aliran massa udara	: 19,275 kg/s
Kecepatan udara maksimum	: 4,2 kg/m <sup>2</sup> s
Kecepatan udara melalui pipa kondenser	: 0.67 m/s
Kecepatan aliran massa kalor dilepas kondensator	: 6,67 kg/s
Panjang pipa kondenser total	: 173,65 mm
Penurunan tekanan air pada pipa kondenser	: 8,6 kPa
Panjang kondensator	: 870 mm
Tinggi kondensator	: 330 mm
Lebar kondensator	: 500 mm

### 5.2.3 Katub Ekspansi

Jenis katub ekspansi	: <i>Thermal expansion valve dengan externalequalizer</i>
Bahan pipa	: baja (JIS G-3454)
Diameter luar pipa	: 0.0427
Diameter dalam pipa	: 0.031 m
Luas penampang orifice	: 0,0001022 m <sup>2</sup>
Diameter orifice	: 0,0114 m

### 5.2.4 Evaporator

Jenis evaporator	: evaporator <i>koil pendingin udara</i>
Bahan evaporator	: pipa tembaga <i>seamleass</i> (JIS H 3606), dipadukan dengan <i>aluminium fins</i>
Beban pendinginan evaporator	: 70 TR
Jumlah evaporator/paket	: 7 buah @ 10TR
Temperatur refrijeran	: 5°C
Temperatur udara masuk	: 35 °C
Temperatur udara keluar	: 20 °C
Diameter luar pipa	: 10 mm
Diameter dalam pipa	: 9 mm
Jumlah total pipa	: 140 buah
Jarak antar pipa	: 12,5 mm
Panjang pipa evaporator total	: 131,6 m
Panjang evaporator	: 940 mm
Lebar evaporator	: 400 mm
Tinggi evaporator	: 250 mm
Bahan sirip	: <i>aluminium fins</i>
Jumlah sirip	: 250 buah
Luas sirip total	: 0,048 m <sup>2</sup>
Tinggi sirip	: 0,02 m
Lebar sirip	: 0,05 m
Tebal sirip	: 0,001 m

Jarak antar sirip : 0,0285 m

Luas pipa evaporator bersirip : 0,078 m<sup>2</sup>

### 5.3 Hasil perhitungan komponen pendukung

#### 5.3.1 Hasil perhitungan kipas evaporator

Jenis fan	= Sirocco
Daya motor penggerak	= 1,8 HP
Putaran motor penggerak	= 1000 rpm
Type motor penggerak	= Three Phase Squirrel Cage Induction Motor
Diameter fan	= 310 mm
Lebar fan	= 310 mm
Tinggi tekan fan	= 59 m kolom udara
Kapasitas udara	= 2,0 m <sup>3</sup> /s
Kecepatan putar sudu	= 16,22 m/s

#### 5.3.2 Hasil perhitungan kipas evaporator

Jenis fan	= Kipas udara propeler
Daya motor penggerak	= 1 HP
Putaran motor penggerak	= 1750 rpm
Diameter luar sudu	= 0,5588 m
Diameter dalam sudu	= 0,02794 m
Jumlah sudu-sudu kipas	= 4 buah

Jarak antar sudu kipas	= 0,439 m
Lebar sudu kipas	= 0,139 m
Kecepatan udara yang dihasilkan kipas	= 67,69 m/s
Kecepatan putar sudu kipas	= 51,203 m/s
Tinggi tekan kipas	= 3,89 m kolom udara

#### 5.4 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang dapat diambil sebagai berikut :

1. Sistem penyegar udara yang digunakan adalah sistem kompresi dengan kompresor merupakan jantung bagi mesin pengkondisian udara.
2. Komponen utama dari mesin refrigerasi adalah kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator.
3. Refrigeran yang digunakan adalah Petrozon Rossy-22 dengan pertimbangan berat jenis yang lebih menjadikan jumlah berat Petrozon hanya sekitar 40% dari refrigeran sinterik, tidak mempunyai pengaruh apalagi merusak terhadap material, tidak mudah terbakar, tidak beracun, dan tidak mudah meledak.
4. Penyegar udara yang digunakan adalah penyegar udara paket karena mudah dalam hal pengontrolan temperatur ruangan.
5. Umur dari suatu mesin pengkondisian udara selain kebenaran dalam pemasangan juga tergantung dari pengoperasian, pemeliharaan, dan perawatan rutin yang dilakukan.



## 5.5 Penutup

Demikian Tugas Akhir perancangan mesin pengkondisian udara yang penulis buat guna untuk memenuhi syarat lulus sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma. Semoga perancangan mesin pengkondisian udara (*Air Conditioning*) ini dapat berguna dan bermanfaat bagi rekan-rekan ataupun semua pembaca dalam mengenai mesin penyejuk 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.

---

Akhir kata penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu jalannya pengumpulan data dan semangat serta dorongan hingga selesainya Tugas Akhir . Semoga Tugas Akhir 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.

Ballaney P.L., *Refrigeration and Air Conditioning*, six edition, Delhi, Khana Publishers, 1983.

Carrier Handbook. Of, *Air Conditioning Design System*, Mc Graw Hill inc.

Chlumsky Vladimir, *Reciprocating and Rotary Compressor*, SNTL Publisher of Technical Literature.

Gunawan. R., *Pengantar Teori Pendingin*, Departemen Pendidikan dan Kebudayaan, Jakarta, 1988.

Handoko. K., *Alat Kontrol Mesin Pendingin*, Ichtiar Baru, Jakarta, 1987.

Harjanto G., *Pesawat Pendingin*, Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta, 2001.

Harjanto G., *Dasar Teknik Pendingin*, Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta, 2000.

Holman J.P. alih bahasa Jasifi E., *Penpindahan Kalor*, Erlangga, Jakarta, 1994.

Kulhestha S.K. alih bahasa Budiarjo, Budiarso, I Made K.D., *Termodinamika Terpakai, Teknik Uap dan Panas*, Universitas Indonesia, 1989.

Lester C. Liehty, *Internal Combustion Engines*, Mc Graw Hill Company inc.

Pita G. Edward. *Air Conditioning Principles And Systems An Energy Approach*, New York, 1981.

Saito Heizo alih bahasa Arismunandar Wiranto, *Penyegaran Udara*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1980.

Stocker W.F. and Jones J.W. alih bahasa Supratman Hara, *Refrigerasi dan Pendinginan Udara*, Erlangga, Jakarta, 1989.

Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Bahan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1991.

Sularso, Haruo Tahara, *Pompa dan Kompresor* Cetakan pertama, Pradnya Paramita, Jakarta, 1983.

# LAMPIRAN



Tabel 1. Data cuaca di beberapa negara Asia

Negara	Kota	Garis lintang $\phi$	Garis bujur $\lambda$	Elevasi (m)	Musim dingin			Musim panas						6)	5)
					Bulan terdingin 2)		Temperatur	Bulan terpanas 2) 3)			Temperatur rancangan				
					Bulan	Temperatur bola basah (°C)		bola kering rancangan 3)	Bulan	Temperatur kering rata-rata (°C)	Perbandingan Kelembaban rata-rata (kg/kg)	Kelembaban relatif rata-rata (%)	Perubahan temperatur bulat rata-rata 4) (°C)		
Burma	Rangoon	17 N	96 E	23	Jan	24,3	16,7	April (Musim kemarau) Juli (Musim hujan)	29,8 27,6	0,0175 0,0202	66 86	14 38	0,0201	27	
Hong Kong	Hong Kong	22 N	114 E	33	Jan.	15,4	8,9	Juli	28,4	0,0254	83	6 23	0,0207	27	
India	Calcutta	23 N	88 E	6	Jan.	20,2	11,1	Mei (Musim kemarau)	31,1	0,0196	69	12 37	0,0211	28	
	New-Delhi	29 N	77 E	216	Jan.	14,3	3,9	Juni (Musim kemarau) Juli (Musim hujan)	34,5 31,2	0,0135 0,0193	39 67	14 43	0,0182	28	
Indonesia	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	62 77	6 32	0,0206	27	
	Baghdad	33 N	44 E	34	Jan.	10,1	0	Juni	34,3	0,0077	23	19 45	0,0082	23	
Jepang	Tokyo	36 N	140 E	5	Jan.	4,1	-3,3	Agustus	26,7	0,0170	17	8 33	0,0207	27	
Malaysia	Kuala Lumpur	3 N	102 E	38	Des.	26,6	21,1	Mei Juni	27,7 27,7	0,0163 0,0176	78 75	11 34	0,0210	28	
	Singapore	1 N	104 E	10	Jan.	26,1	21,7	Juni	28,8	0,0190	79	8 33	0,0214	28	
Pakistan	Karachi	25 N	67 E	4	Jan.	19,1	9,4	Juni	30,4	0,0230	83	8 36	0,0195	28	
Philippine	Manila	15 N	121 E	15	Jan.	25,4	22,8	Mei	29,4	0,0154	71	11 34	0,0216	27	
Saudi-Arabia	Riyadh	25 N	47 E	594	Jan.	14,3	2,8	Juli	33,6	0,0084	26	18 43	0,0133	26	
Thailand	Bangkok	14 N	101 E	16	Des.	25,5	16,1	April (Musim kemarau)	30,3	0,0211	77	10 36	0,0202	28	
Vietnam	Ho Chi Minh	11 N	107 E	18	Des.	25,7	18,3	April	28,8	0,0180	72	9 34	0,0243	29	
Mesir	Kairo	30 N	31 E	156	Jan.	12,7	7,2	Agustus	27,7	0,0129	55	14 39	0,0132	24	

1) Ketinggian 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 menyatakan keadaan pada waktu terjadi perbandingan kelembaban yang lebih besar, meskipun temperaturnya rendah (misalnya di New Delhi, Rangoon dan Jakarta).

3) Data rata-rata selama tiga bulan terdingin

4) Bulan terpanas rata-rata

5) Data rata-rata selama empat bulan terpanas

6) Diperoleh dengan 5)

3), 4), 5) diambil dari halaman 684 dari ASHRAE Hand Book of Fundamentals 1972, kecuali Tokyo

E = Bujur Timur  
N = Lintang Utara  
S = Lintang Selatan

**Tabel 2. Temperatur ruang, kelembaban, dan perbandingan**

Aplikasi	Temperatur bila kering rancangan $t_{k,air}$	Kelembaban relatif rancangan $\varphi_{air}$	Perbandingan kelembaban $\varphi_{air}$
Ruang biasa	26°C	50%	0,0105
Restoran, Ruang pertemuan	26°C	55%	0,0116

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 33

**Tabel 3. Koefisien transmisi kalor dari jendela K**

Satu pelat kaca	Tidak beranting dan beranting	Suatu kamar kaca
Kaca ganda		
Pintu kaca		

Dari Architectural Institute of Japan, Material Collection 6

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 44

**Tabel 4. Faktor transmisi dari jendela**

Kaca	Tanpa penutup	Dengan penutup dalam ruangan
Kaca biasa	0,95	0,50
Kaca ganda		
—kaca biasa	0,70	0,50
—menyerap di luar	0,6	0,40
Kaca setengah cermin	0,4	—

Dari Architectural Institute of Japan, Material Collection 6.

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 43

**Tabel 5. Jumlah penggantian**

Rumah standar	1 kali
Rumah dengan banyak jendela	1,5-2 kali
Rumah, pintu dan jendela sering dibuka tutup	1,5-2 kali

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 44

Tabel 6. Jumlah kalor sensibel, kalor laten dari orang dan faktor kelompok

Kondisi kerja	Bangunan	Jumlah kalor total orang (laki-laki) dewasa	Jumlah kalor radian untuk perancangan				Faktor kelompok orang yang bekerja (2)
			Kalor pada	25°C	26°C	27°C	
Duduk di kursi	Gedung	87 kcal/jam	Sensibel (2)	53	50	46	0,897
			Latent (3)	25	28	32	
Bekerja di belakang meja	Kantor Hotel	106	Sensibel (2)	53	49	45	0,947
			Latent (3)	47	51	55	
Berdiri atau berjalan lambat	Toko serba ada Toko eceran	123	Sensibel (2)	61	52		0,818
			Latent (3)	40	44	49	
Dance	Ruang dance	201	Sensibel (2)	68	62	55	0,544
			Latent (3)	122	128	135	
bekerja	Pabrik	335	Sensibel (2)	115	110	106	0,967
			Latent (3)	209	214	218	

Tabel ini diambil dari Carrier Design Manual : -100 tetapi dikonversikan ke dalam °C. Jumlah keringat yang menyerap dapat diperbaiki dengan membagi kalor laten oleh 578 kcal/kg (kalor laten penguapan pada 33°C, temperatur kulit rata-rata).

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyebaran Udara, Pradnya Paramita, hal 64

Tabel 7. Tahanan kalor dan kapasitas kalor dari bahan bangunan

Nama	Tahanan konduksi kalor (m <sup>2</sup> jam/kcal)		Tahanan konduktivitas kalor (m jam°C/kcal)	Kapasitas kalor (kcal/m <sup>3</sup> °C)
	Tebal	R		
Tembaga		—	0,0030	815
Aluminium		—	0,0049	567
Besi		—	0,0242	821
Marmer		—	0,741	567
Tanah		—	1,9	378
Air		—	1,92	997
Beton (biasa)		—	0,714	481
Beton (ringan)		—	2,22	447
Beton (sinder)		—	1,45	427
Adukan semen		—	1,07	551
Plester (adukan kapur)		—	1,9	487
Kayu		—	7,35	247
Papan plester		—	5,46	204
Papan parit		—	5,75	196
Papan asbestos semen	6 mm	0,0055	—	302
Papan fleksibel		—	1,89	312
Papan semen serbuk kayu	25 mm	0,20	—	147
Genteng		—	0,91	624
Batu bata	210 mm	0,400	—	332
Kaca	3 mm	0,0045	—	483
Aspal		—	1,6	491
Papan serabut lunak		—	19,8	110
Papan serabut keras		—	6,80	476
Rock wool (67 kg/m <sup>3</sup> )		—	18,4	13,4
Wol gelas (20 kg/m <sup>3</sup> )		—	26,5	4,0
Busa polyethylene (31 kg/m <sup>3</sup> )		—	39,1	?
Busa polyurethane keras (25 kg/m <sup>3</sup> )		—	46,7	?
Gabus dengan karbon (165 kg/m <sup>3</sup> )		—	21,5	60
Batu apung (1,2-20 mm)		—	11	132
Wol		—	10	52
Udara (20°C)		—	45,5	0,285

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyebaran Udara, Pradnya Paramita, hal 48

**Tabel 8. Radiasi Matahari yang bersangkutan dengan selisih temperatur ETD bagian Timur dan Selatan**

(1) Garis lintang Utara 0°  
a. Summer solstice (lanjutan)

Azimut	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Kapasitas kalor per 1 m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> °C)				Kapasitas kalor per 1 m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> °C)				Kapasitas kalor per 1 m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> °C)			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
Waktu matahari	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,1	0,5	1,3	0,0	0,0	0,3	0,8	0,0	0,0	0,3	0,6
2	0,0	0,0	0,4	1,1	0,0	0,0	0,2	0,6	0,0	0,0	0,2	0,5
3	0,0	0,0	0,3	0,9	0,0	0,0	0,2	0,5	0,0	0,0	0,1	0,4
4	0,0	0,0	0,2	0,7	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,1	0,3
5	0,0	0,0	0,1	0,6	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,1	0,3
6	0,0	0,0	0,1	0,5	0,0	0,0	0,0	0,3	0,0	0,0	0,0	0,2
7	2,0	0,5	0,1	0,4	1,0	0,5	0,1	0,2	0,4	0,1	0,0	0,2
8	7,9	3,3	1,2	0,7	3,7	1,6	0,6	0,4	1,4	0,6	0,3	0,2
9	13,8	7,7	3,9	1,9	5,8	3,4	1,8	0,9	2,0	1,2	0,7	0,4
10	15,8	11,3	7,1	3,9	5,6	4,5	3,0	1,7	2,4	1,7	1,1	0,7
11	13,9	12,5	9,3	6,0	4,2	4,3	3,5	2,5	2,7	2,1	1,5	1,0
12	9,1	11,2	10,0	7,5	3,3	3,8	3,5	2,8	2,8	2,4	1,8	1,3
13	5,0	8,5	9,0	7,9	3,0	3,5	3,4	2,9	2,8	2,6	2,1	1,6
14	3,6	6,4	7,6	7,4	2,9	3,2	3,2	2,9	2,8	2,7	2,3	1,8
15	3,0	5,0	6,4	6,7	2,7	3,0	3,1	2,9	2,7	2,7	2,4	2,0
16	2,6	4,1	5,4	6,1	2,5	2,8	3,0	2,9	2,5	2,6	2,5	2,1
17	2,2	3,3	4,7	5,4	2,1	2,6	2,8	2,8	2,1	2,4	2,4	2,2

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 51

**Tabel 9. Radiasi Matahari yang bersangkutan dengan selisih temperatur ETD bagian Barat**

(1) Garis lintang Utara 0°  
a. Summer solstice (lanjutan)

Azimut	Barat Daya				Barat				Barat Laut			
	Kapasitas kalor per 1 m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> °C)				Kapasitas kalor per 1 m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> °C)				Kapasitas kalor per 1 m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> °C)			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
Waktu matahari	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,1	0,6	1,2	0,0	0,4	1,5	2,8	0,0	0,4	1,8	3,5
2	0,0	0,1	0,4	1,0	0,0	0,2	1,1	2,3	0,0	0,3	1,4	2,8
3	0,0	0,0	0,3	0,8	0,0	0,1	0,8	1,9	0,0	0,1	1,0	2,3
4	0,0	0,0	0,2	0,6	0,0	0,1	0,6	1,5	0,0	0,1	0,7	1,9
5	0,0	0,0	0,2	0,5	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,0	0,5	1,5
6	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,3	1,0	0,0	0,0	0,4	1,2
7	0,4	0,1	0,1	0,3	0,4	0,1	0,2	0,8	0,4	0,1	0,3	1,0
8	1,4	0,6	0,3	0,3	1,4	0,6	0,4	0,7	1,4	0,6	0,5	0,9
9	2,0	1,2	0,7	0,5	2,0	1,2	0,8	0,8	2,0	1,2	0,8	1,0
10	2,4	1,7	1,1	0,8	2,4	1,7	1,2	1,0	2,4	1,7	1,2	1,2
11	2,7	2,1	1,5	1,1	2,7	2,1	1,6	1,3	3,7	2,4	1,6	1,4
12	2,8	2,4	1,8	1,4	2,8	2,4	1,9	1,5	6,9	4,1	2,5	1,8
13	2,8	2,6	2,1	1,6	4,9	3,1	2,2	1,8	11,2	6,9	4,2	2,7
14	3,2	2,8	2,3	1,8	9,8	5,7	3,5	2,3	15,4	10,4	6,7	4,2
15	4,6	3,4	2,6	2,1	14,3	9,3	5,8	3,6	18,3	13,5	9,5	6,1
16	6,1	4,5	3,4	2,5	16,1	12,3	8,5	5,4	18,5	15,8	12,0	8,2
17	5,7	5,2	4,2	3,1	13,2	13,0	10,8	7,3	14,4	15,5	13,4	10,1
18	3,2	4,5	4,3	3,6	7,0	10,6	10,4	8,4	7,5	12,3	12,8	10,9
19	1,1	3,0	3,6	3,6	2,4	7,0	8,6	8,3	2,6	8,0	10,4	10,5
20	0,3	1,8	2,8	3,2	0,8	4,4	6,6	7,3	0,9	5,0	7,9	9,1
21	0,1	1,1	2,1	2,7	0,3	2,7	4,9	6,2	0,3	3,1	5,9	7,6
22	0,0	0,7	1,5	2,2	0,1	1,7	3,7	5,1	0,1	1,9	4,4	6,3
23	0,0	0,4	1,1	1,8	0,0	1,0	2,7	4,2	0,0	1,2	3,3	5,2
24	0,0	0,2	0,8	1,5	0,0	0,6	2,0	3,4	0,0	0,7	2,5	4,2

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 52

**Tabel 10. Radiasi Matahari yang bersangkutan dengan selisih temperatur ETD bagian Utara**

(1) Garis lintang Utara 0°  
a. Summer solstice

Azimut Kapasitas kalor per 1 m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> °C) Waktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,5	2,5	5,4	0,0	0,3	1,4	3,0	0,0	0,1	0,7	1,8
2	0,0	0,3	1,9	4,4	0,0	0,2	1,0	2,4	0,0	0,0	0,5	1,4
3	0,0	0,2	1,4	3,6	0,0	0,1	0,8	2,0	0,0	0,0	0,4	1,2
4	0,0	0,1	1,0	3,0	0,0	0,0	0,6	1,6	0,0	0,0	0,3	1,0
5	0,0	0,0	0,8	2,4	0,0	0,0	0,4	1,3	0,0	0,0	0,2	0,8
6	0,0	0,0	0,6	2,0	0,0	0,0	0,3	1,1	0,0	0,0	0,1	0,6
7	1,3	0,4	0,4	1,6	1,2	0,3	0,2	0,9	2,1	0,5	0,2	0,6
8	5,8	2,3	1,1	1,6	4,6	1,9	0,8	0,9	8,3	3,4	1,3	0,8
9	12,6	6,4	3,2	2,3	8,4	4,5	2,4	1,5	14,8	8,2	4,1	2,0
10	20,0	11,9	6,7	4,0	11,3	7,4	4,4	2,7	18,1	12,4	7,7	4,2
11	26,2	17,7	11,2	6,8	13,1	9,7	6,6	4,2	18,0	14,8	10,6	6,7
12	30,4	22,9	15,8	10,2	14,3	11,5	8,5	5,8	15,3	15,1	12,3	8,7
13	31,9	26,6	20,0	13,8	14,5	12,7	10,0	7,3	11,2	13,5	12,5	10,0
14	30,6	28,3	23,1	17,0	14,3	13,4	11,2	8,6	6,9	10,8	11,5	10,2
15	26,5	27,7	24,6	19,5	13,4	13,4	11,9	9,6	4,1	7,9	9,7	9,7
16	20,3	24,8	24,3	20,8	11,7	12,7	12,1	10,3	3,0	5,9	8,0	8,8
17	12,8	19,9	22,2	20,8	8,4	11,1	11,6	10,6	2,3	4,5	6,6	7,7
18	6,0	14,2	18,6	19,5	4,3	8,4	10,2	10,2	1,3	3,3	5,4	6,7
19	2,1	9,1	14,5	17,2	1,5	5,4	8,1	9,3	0,4	2,1	4,2	5,8
20	0,7	5,7	10,9	14,5	0,5	3,4	6,1	7,9	0,1	1,3	3,1	4,8
21	0,2	3,5	8,2	12,0	0,1	2,1	4,6	6,6	0,0	0,8	2,3	4,0
22	0,0	2,2	6,1	9,9	0,0	1,3	3,4	5,4	0,0	0,5	1,7	3,3
23	0,0	1,4	4,6	8,1	0,0	0,8	2,5	4,4	0,0	0,3	1,3	2,7
24	0,0	0,8	3,4	6,6	0,0	0,5	1,9	3,6	0,0	0,2	1,0	2,2

°C

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 51

**Tabel 11. Apparatus dewpoint factor**

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*									
DB (F)	RH (%)	WB (F)	W (gr/lb)										
79	35	61.0	51.5	ESHF	1.00	.96	.91	.89	.85	.82	.78	.75	.73
				ADP	48.9	48	46	45	43	41	37	32	26
	40	62.7	59.2	ESHF	1.00	.97	.90	.84	.80	.76	.74	.71	.69
				ADP	52.7	52	50	48	46	43	41	36	29
	45	64.3	66.7	ESHF	1.00	.91	.83	.78	.75	.72	.70	.67	.65
				ADP	55.9	54	52	50	48	46	44	39	32
	50	65.9	74.2	ESHF	1.00	.89	.80	.75	.71	.68	.66	.63	.61
				ADP	58.9	57	55	53	51	49	47	42	33
55	67.4	81.9	ESHF	1.00	.96	.82	.74	.69	.66	.63	.60	.58	
			ADP	61.4	61	59	57	55	53	51	47	41	
60	68.8	89.3	ESHF	1.00	.90	.76	.69	.64	.61	.57	.55	.54	
			ADP	63.9	63	61	59	57	55	51	47	41	
65	70.2	97.0	ESHF	1.00	.84	.71	.64	.59	.56	.54	.52	.51	
			ADP	66.3	65	63	61	59	57	55	51	48	
70	71.6	104.8	ESHF	1.00	.81	.71	.63	.58	.54	.52	.50	.48	
			ADP	68.5	67	66	65	63	61	59	57	53	

Sumber : Carrier Handbook. Of, Air Conditioning Design, Mc. Graw Hill, hal 1-146



**Tabel 12. Bypass factor**

Coil Bypass Factor	Type of Application	Example
0,30 to 0,50	A small 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 relatively small total load or a low sensible heat factor with a somewhat larger load.	Residence, small retail shop, and factory.
0,10 to 0,20	Typical comfort application	Dept. store, bank, and 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, and factory
0 to 0,10	All outdoor air application	Hospital, operating room, and factory

Sumber : Carrier Handbook. Of, *Air Conditioning Design*, Mc. Graw Hill, hal 1 -127

**Tabel 13. Perbandingan kerja beberapa Refrigeran**

No	Parameter	R-12	Rossy-12	R-22	Rossy-22	R-134a	Rossy-34
1.	Tekanan kondensasi (psig)	117	117	196	184	124	123
2.	Tekanan evaporasi (psig)	37	39	69	70	35	42
3.	Ratio tekanan (kondensasi/evaporasi)	3,16	3	2,84	2,63	3,54	2,93
4.	Efek refrigerasi (kJ/kg)	117	280	160	279	147	281
5.	Aliran gas (Cfm/ton)	3,08	2,99	1,9	1,68	3,0	2,98
6.	Coeffisien performance (COP)	7,07	7,14	6,98	7,15	6,94	7,15

Catatan:

Data pada kondisi beban = 1 ton *refrigeration*, suhu kondensasi = 100 °F, suhu evaporator = 40 °F.

Sumber : Ir. G. Harjanto, Dasar Teknik Pendingin, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta, 2000

**Tabel 14. Udara luar masuk ruangan penyegar**

Ruangan tanpa perokok	Toko serba ada, gedung per-tunjukan, ruang komputer	18 m <sup>3</sup> /jam per orang
Ruangan dengan perokok (se engah jumlah orang merokok)	Kantor, ruang pertemuan, Res-taurant, ruang perawatan	30 . . .
Kamar bebas merokok (Hampir semua orang merokok)	Ruang merokok Ruang pribadi Ruang tunggu	50 . . .

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 65

Tabel 15. 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	3.6010	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	1.051	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*

Tabel 16. Pipa Tembaga (JIS H – 3606)

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	-

Sumber : Wiranto A. dan Heizo S, Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, hal 273

