

AIR CONDITIONING SYSTEM FOR SPORT HALL

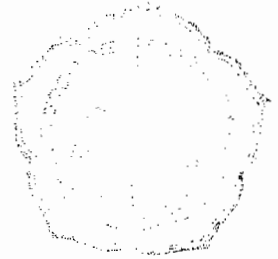
TUGAS AKHIR

Nomor Soal : 300 / FT.USD / TM / 2003

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Program Studi Teknik Mesin



Oleh :

NUGROHO AGUNG PALIMIRMA

NIM : 995214144

NIRM : 990051123109120144

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2003

HALAMAN PERSETUJUAN

**TUGAS AKHIR
AIR CONDITIONING SYSTEM
FOR SPORT HALL**

Oleh :

NUGROHO AGUNG PALIMIRMA

NIM : 995214144

NIRM : 990051123109120144

Telah Disetujui Oleh :

Pembimbing Utama,


Tanggal :



(Ir. Greg. Harjanto)

Pembimbing Kedua,

Tanggal :



(Ir. YB. Lukiyanto, M.T.)

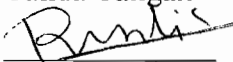
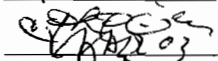

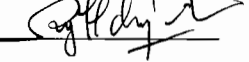
HALAMAN PENGESAHAN

TUGAS AKHIR AIR CONDITIONING SYSTEM FOR SPORT HALL

Dipersiapkan dan ditulis oleh :
NUGROHO AGUNG PALIMIRMA
NIM : 995214144
NIRM : 990051123109120144

Telah dipertahankan di depan panitia penguji
Pada tanggal 13 Maret 2003
Dan dinyatakan memenuhi syarat

SUSUNAN PANITIA PENGUJI

	Nama Lengkap	Tanda Tangan
Ketua	: Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.	
Sekretaris	: Ir. PK. Purwadi, M.T.	
Anggota	: Ir. Greg. Harjanto	
Anggota	: Ir. YB. Lukiyanto, M.T.	
Anggota	: Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.	

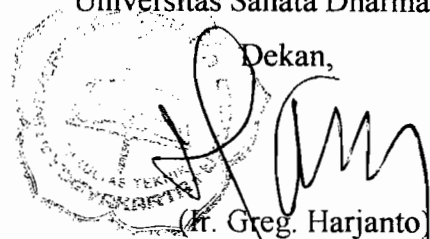
Yogyakarta, 13 Maret 2003

Fakultas Teknik,

Jurusan Teknik Mesin,

Universitas Sanata Dharma

Dekan,


(Ir. Greg. Harjanto)



TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 300/ FT_USD / TM / Februari / 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Nugroho Agung Palimorma
Nomor Mahasiswa : 995214144
NIRM : 990051123109120144
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Pesawat Pendingin dan Pemanas
Judul / naskah soal :

Rancang AC untuk Sport Hall
Lokasi : di Yogyakarta
Rencanakan dan Gambar yang lengkap disertai detail.

Tanggal dimulai : 01 Februari 2003

Yogyakarta, 27 Februari 2003

Dosen Pembimbing Utama

Ir. YB. Lukiyanto, M.T.

(Ir. Greg. Harjanto)

Persembahan ku

Tuhan Yang Maha Kuasa.....
Yang telah memberikan kasih dan kekuatan

Kepada sang penebusku

Yesus Kristus

Kuujukan.....
buat Bapak dan Ibu tersayang,
buat kakak-kakak tercinta,
buat Sarah dan Putri serta simbah,
buat miss. ♥ thank's for everything

MOTTO

**Tidak ada satu orangpun yang sempurna,
tetapi bila ada pastilah bukan saya**

Try not to become a man of success,
But rather try to become a man of value.

*Helika cinta mati jangan ikut mati bersamanya,
sebab orang terkual bukan mereka yang selalu menang,
melainkan mereka yang tetap legar ketika jatuh.*

*Do not worry about tomorrow,
for tomorrow will worry about itself.
Each day has enough trouble of its own.
(Matthew 6:34)*

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang tiada henti menyertai dan memberikan kasihnya kepada penulis sehingga berhasil menyelesaikan penulisan tugas akhir ini.

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat untuk meraih gelar sarjana pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Sistem pendinginan untuk sport hall merupakan tema yang diambil penulis dalam penyusunan tugas akhir ini berdasarkan minat penulis pada mata kuliah pesawat pendingin dan pemanas serta dengan harapan dapat menjadi bekal di dalam memasuki dunia kerja.

Penulis menyadari masih banyak terdapat kekurangan didalam penyusunan tugas akhir ini, untuk itu dengan segala kerendahan hati penulis sangat mengharapkan saran dan kritik dari semua pihak demi kesempurnaannya.

Penulis mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang telah banyak membantu penulis hingga terselesaikannya tugas akhir ini, antara lain :

1. Bapak Ir. Greg. Harjanto, selaku dekan Fakultas Teknik USD serta dosen pembimbing I atas waktu, perhatian dan kesabarannya dalam membimbing penulis.

2. Bapak Ir. Y.B. Lukiyanto, M.T., selaku dosen pembimbing II atas segala saran, pemikiran dan bimbingan yang sangat penulis butuhkan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Seluruh dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
4. Sekretariat Fakultas Teknik USD.
5. Anak – anak Wirata dan sekitarnya: Sigit, Boy, Lius, Teddy, Pascalis, Sogen, Bowo, Anno, Endy, Piche, Jhon Beo, Gato, Nius, Naga, Denny, Santos, Vinsen, Iswanto, Lili, Oma, Jhon, Hengki, Daling, Niko, Yuris, *all for one and one for all*.
6. Teman-teman terbaikku : Sam, Ade, Toyo, Atenx, Lilik, Gati, Thomas, Bangka, Doni, *thank's for your spirit*.
7. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

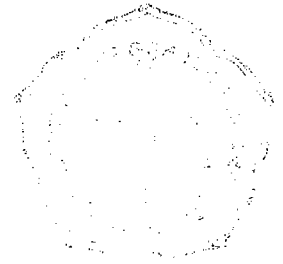
Semoga Allah Yang Maha Kuasa melimpahkan rahmat dan kasihNya kepada mereka, atas segala kebaikan yang telah mereka berikan kepada penulis.

Akhir kata semoga tugas akhir ini bisa bermanfaat bagi semua pihak khususnya bagi yang berminat di bidang pendinginan.

Yogyakarta, Maret 2003



Penulis



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PERSETUJUAN.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
HALAMAN PERSOALAN.....	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	v
HALAMAN MOTTO	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xi
INTISARI.....	xiii
ABSTRAK.....	xiv
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 Landasan Teori.....	1
I.2 Siklus Pendinginan Udara.....	3
I.3 Komponen Utama Sistem Refrigerasi.....	5
I.4 Refrigeran.....	23
I.5 Klasifikasi Penyegar Udara.....	25
BAB II PENGKONDISIAN UDARA DI SPORT HALL.....	30
II.1 Sistem Penyegaran Udara	30
II.2 Denah, Data dan Lokasi Gedung	32
II.3 Perhitungan Beban Pendinginan.....	35
II.4 Kebutuhan Udara	42
BAB III PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA	47
III.1 Pemilihan Refrigeran.....	47
III.2 Pemilihan dan Perancangan Evaporator.....	51

III.3 Pemilihan dan Perancangan Kompresor.....	64
III.4 Pemilihan dan Perancangan Kondensor	72
III.5 Pemilihan dan Perancangan Katup Ekspansi	82
BAB IV KOMPONEN PENDUKUNG SISTEM REFRIGERASI	93
IV.1 Menara Pendingin	93
IV.2 Penerima Cairan.....	96
IV.3 Saringan.....	96
IV.4 Pengering.....	97
IV.5 Koil Pendingin.....	97
IV.6 Pompa dan Perpipaan.....	107
IV.7 Saluran Udara dan Kipas Udara.....	123
IV.8 Sistem Kendali Pengkondisian Udara	123
BAB V PERAWATAN DAN PEMELIHARAAN.....	127
V.1 Operasi yang Tidak Normal dari Penyegar Udara.....	128
V.2 Tempat yang Harus Diperiksa Selama Operasi.....	129
BAB VI KESIMPULAN DAN PENUTUP	132
DAFTAR PUSTAKA	136
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1.	Siklus Pendinginan Absorpsi	4
Gambar 1.2.	Silus Kompresi Uap	5
Gambar 1.3.	Kompresor Torak	7
Gambar 1.4a.	Penampang Dua Buah Rotor Kompresor Sekrup	8
Gambar 1.4b.	Kompresor Sekrup	8
Gambar 1.5.	Kompresor Sentrifugal Dengan Kondensor Dan Evaporator	9
Gambar 1.6a.	Kompresor Rotary (<i>Single Blade</i>)	10
Gambar 1.6b.	Kompresor Rotary (<i>Multi Blade</i>)	10
Gambar 1.7.	Kompresor Jenis Terbuka	11
Gambar 1.8.	Kompresor Tipe Semi Hermetik	11
Gambar 1.9.	Kompresor Tipe Hermetik	12
Gambar 1.10.	Kondensor Berpendingin Air Berbentuk Tabung dan Pipa	13
Gambar 1.11.	Kondensor Berpendingin Udara	13
Gambar 1.12.	<i>Cooling Tower</i>	14
Gambar 1.13.	Kondensor Berpendingin Air Jenis <i>Double Tube</i>	14
Gambar 1.14.	Kondensor Berpendingin Air Jenis <i>Shell and Coil</i>	15
Gambar 1.15.	Kondensor Berpendingin Air Jenis <i>Shell and Tube</i>	15
Gambar 1.16.	Macam-Macam Evaporator	20
Gambar 1.17.	Macam-Macam Katup Ekspansi	23
Gambar 1.18.	Macam-Macam Penyegar Udara	29
Gambar 2.1.	Sistem Penyegaran Udara	30
Gambar 2.2.	Prinsip Penyegaran Udara	32
Gambar 2.3.	Diagram Psikrometri	34
Gambar 2.4.	Deklinasi Matahari	36
Gambar 2.5.	Cara Menetapkan ETD	40
Gambar 2.6.	Garis RSHF Yang Diplot Pada Diagram Psikrometri	43

Gambar 3.1. Diagram Tekanan-Entalpi (P-h) HFC-134a	48
Gambar 3.2. Skema Sederhana Evaporator	52
Gambar 3.3. Evaporator Dengan Arah Aliran Berlawanan(1-1 pass)	53
Gambar 3.4. Susunan Pipa	53
Gambar 3.5. Kompresor Torak Dengan 16 Silinder	65
Gambar 3.6. Diagram Tekanan-Volume Kompresor Ideal	66
Gambar 3.7. Pemilihan Refrigeran dan Fluida yang Mengalir	73
Gambar 3.8a. <i>Automatic Expansion Valve</i>	83
Gambar 3.8b. Skema <i>Automatic Expansion Valve</i>	84
Gambar 3.9a. <i>Thermostatic Expansion Valve</i>	85
Gambar 3.9b. Skema <i>Thermostatic Expansion Valve</i>	86
Gambar 3.10 Pipa Kapiler	87
Gambar 3.11. Letak <i>Sensing Bulb</i> untuk <i>Superheated 10° F</i>	88
Gambar 3.12. Cara Kerja <i>Sensing Bulb</i>	89
Gambar 4.1. Proses Pendinginan dalam Menara Pendingin	94
Gambar 4.2. Jenis Menara Pendingin	94
Gambar 4.3. Menara Pendingin Berbahan Resin	95
Gambar 4.4. Penerima Cairan	96
Gambar 4.5. Saringan Cairan	97
Gambar 4.6. Pengering	97
Gambar 4.7. Efisiensi Sirip Sirkumferensial	103
Gambar 4.8. Dimensi Koil	106
Gambar 4.9. Bagan untuk Menentukan Diameter Pipa	109
Gambar 4.10. Konstruksi dan Cara Penyambungan <i>Ducting</i>	117
Gambar4.11. <i>FullRadius Rectangular Elbow</i>	121
Gambar 5.1. Tempat Yang Harus Diperiksa Selama Operasi	131

INTISARI

Untuk menciptakan suasana menonton yang nyaman maka diperlukan lingkungan sekitar yang nyaman pula. Salah satu cara adalah dengan mengkondisikan udara sekitar sehingga bersuhu nyaman untuk ukuran orang Indonesia. Maka dirancanglah sistem pengkondisian udara untuk ruangan di dalam *sport hall* dengan tetap memperhitungkan pengaruhnya terhadap permainan/olah raga yang dilakukan.

Di dalam perancangan ini diperlukan data-data tentang keadaan gedung untuk mengetahui beban pendinginan yang harus ditanggung unit pendingin. Adapun data-data tersebut antara lain : luas gedung, suhu di luar ruangan, kelembaban, kapasitas, penerangan di dalam gedung, dan sebagainya. Setelah beban pendinginan diketahui maka dipakai untuk menghitung komponen pendingin yang lain seperti kompresor, kondensor, evaporator, dan lain-lain sehingga terciptalah suatu siklus pendinginan ruangan agar bersuhu nyaman untuk orang Indonesia. Demikian sekelumit gambaran tentang perancangan AC *sport hall* ini. Semoga cukup dimengerti dan bermanfaat bagi kita semua.

ABSTRACT

To make comfortable exhibition condition, we need a comfortable area too. We can design softly chair, a good building construction, the best security for visitor, and so on.

Another way, we can make the air arround us have comfortable temperature for Indonesian people. So we will design the air conditioning system for the room in sport hall with still consider the influence for the game.

In this plan, we need some informations about building situation to know cooling load that have to be guaranteed by air conditioning unit. There are many informations that we are needed, such as : volume of the building (length, width and height); capacity for visitors; structure of wall, roof and floor; interior building (include electronic components such as fans, lamps, amplifier and so on); structure of windows and doors; out-door temperature; in-door temperature; humidity; wind velocity; and so on.

After we know the cooling load by calculation, so we can calculate another unit of air conditioning system such as compressor, condensor and evaporator. So it can be created air conditioning cycle to make comfortable room and suitable temperature for Indonesian people.

Thus a little description about sport hall air conditioning system. I hope it can be understood and usefull for all of us.

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Landasan Teori

Dingin adalah suatu istilah yang relatif, sebab temperatur udara luar 50° F ($= 10^{\circ}$ C) untuk orang-orang yang tinggal di daerah tropis akan terasa dingin, tapi tidak dingin untuk orang-orang yang tinggal di daerah kutub. Ada juga suatu definisi yang menyebutkan bahwa dingin itu artinya tidak ada panas. Padahal tidak ada dingin yang betul-betul tanpa adanya panas (*absolute zero*). Secara teoritis, titik 0 absolut itu adalah $- 459,69^{\circ}$ F atau $- 273,16^{\circ}$ C. Nol derajat absolut F disebut nol derajat Rankine sedangkan nol derajat absolut C disebut nol derajat Kelvin.

I.1.1. Sejarah Singkat Membuat Dingin

Dingin adalah akibat dari adanya pemindahan panas. Sedangkan panas adalah salah satu bentuk energi yang tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan tetapi hanya dapat dipindahkan jika terdapat perbedaan temperatur (hukum kedua Termodinamika). Jadi untuk membuat dingin dibutuhkan perbedaan temperatur sehingga panas bisa mengalir. Salah satu cara menurunkan suhu yang paling sederhana adalah dengan menggunakan es.

Menurut catatan sejarah, orang-orang pada jaman batu telah mengenal es tetapi belum ada usaha menggunakan es tersebut untuk proses pendinginan. Beribu-ribu tahun kemudian orang-orang Cina menggunakan es (salju) sebagai

bahan pelezat minuman. Orang-orang Mesir kuno telah mempraktekkan bahwa untuk mendinginkan air, mereka lakukan dengan cara mengisi gentong-gentong air, kemudian mereka letakkan di atas genting pada saat matahari terbenam. Angin malam membantu mendinginkan air dalam gentong tersebut. Jadi orang-orang jaman dulu sebenarnya telah mengenal “dingin” tetapi mereka belum mengetahui cara menggunakan keadaan dingin tersebut untuk meningkatkan taraf kehidupannya menjadi lebih baik.

I.1.2. Penggunaan Teknik Pendinginan

Kemajuan jaman dan peradaban telah mendorong orang-orang untuk mencari cara meningkatkan taraf hidup dan kenyamanan hidup. Sudah lama sebelumnya orang mengetahui tentang cara mengatasi kedinginan dengan menghangatkan ruangan, yaitu dengan membakar kayu atau jenis bahan bakar lainnya. Tetapi baru beberapa puluh tahun terakhir ini saja kita dapat mendinginkan udara dari ruangan dimana kita berada, supaya merasa lebih nyaman dan terhindar dari pengaruh panas udara sekitarnya. Hal tersebut dapat dicapai dengan proses pengkondisian udara.

Pengkondisian udara adalah suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaban yang sesuai dengan yang dipersyaratkan terhadap kondisi udara dari suatu ruangan tertentu, disamping itu juga mengatur aliran udara dan kebersihannya.

Sistem pengkondisian udara pada umumnya dibagi menjadi dua golongan utama, yaitu :

1. Pengkondisian udara untuk kenyamanan.

Mengkondisikan udara dari ruangan untuk memberikan kenyamanan bagi orang yang melakukan kegiatan tertentu (sasaran orang). Misalnya : pengkondisian udara untuk rumah tinggal, kendaraan, tempat kerja, tempat-tempat penjualan jasa, dan lain-lain.

2. Pengkondisian udara untuk industri.

Mengkondisikan udara dari ruangan karena diperlukan oleh proses, bahan, peralatan atau barang yang ada di dalamnya (sasaran bukan orang). Misalnya : pengkondisian udara untuk *cold storage*, arena es skating, laboratorium, pabrik-pabrik es, dan lain-lain.

I.2. Siklus Pendinginan Udara

Di dalam teknik pendinginan terdapat beberapa macam siklus pendinginan, antara lain :

- 1) Siklus kompresi uap.
- 2) Siklus absorpsi.
- 3) Siklus steam-jet.
- 4) Siklus udara (khusus untuk pesawat terbang).

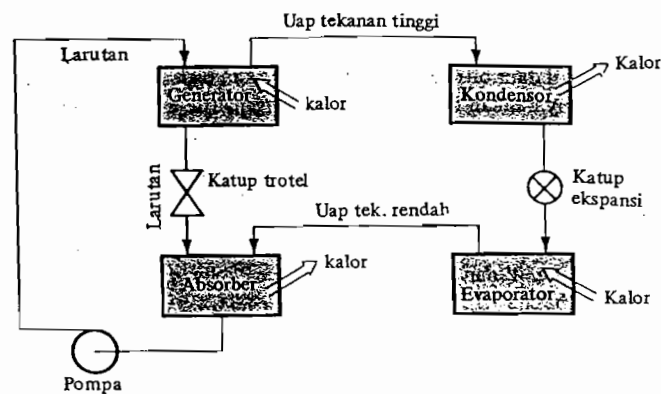
Diantara keempat siklus tersebut, siklus kompresi uap dan siklus absorpsi yang paling banyak digunakan.

Dalam siklus refrijerasi kompresi uap, kompresor menghisap refrijeran yang diuapkan di dalam evaporator. Kemudian uap refrijeran tersebut ditekan sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan.

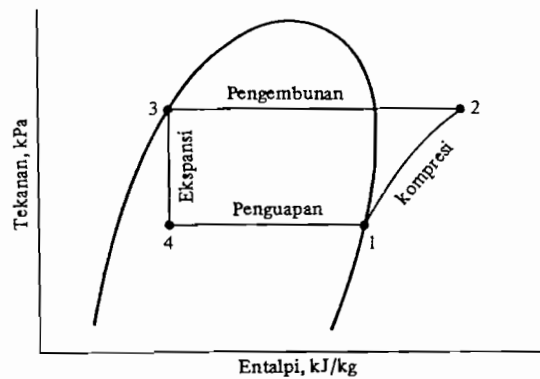
Sebaliknya, dalam siklus refrigerasi absorpsi, dipergunakan penyerap untuk menyerap refrigeran yang diuapkan di dalam evaporator sehingga menjadi suatu larutan absorpsi. Kemudian, larutan tersebut dimasukkan ke dalam sebuah generator untuk memisahkan refrigeran dari larutan absorpsi tersebut, dengan cara memanasi, yang sekaligus akan menaikkan tekanannya sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan.

Jadi perbedaan antara sistem absorpsi dan kompresi uap secara prinsip adalah :

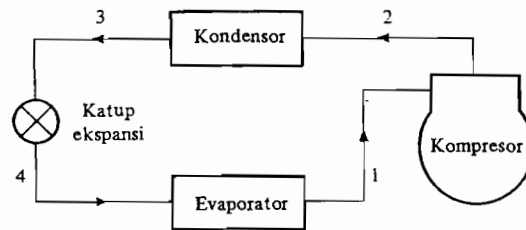
- ❖ Pada sistem absorpsi, panas (biasanya nyala api) dipakai untuk mensirkulasikan refrigeran atau dengan kata lain memerlukan energi kalor.
- ❖ Pada sistem kompresi uap, kompresor yang digunakan untuk mensirkulasikan refrigeran (memerlukan daya untuk menggerakkan kompresor).



Gambar 1.1. Siklus Pendinginan Absorpsi



(a)



(b)

Gambar 1.2. Siklus Kompresi Uap

(a) diagram tekanan-entalpi ; (b) diagram aliran

Sumber : Refrigerasi & Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker

I.3. Komponen-Komponen Utama Sistem Refrijerasi

Di Indonesia siklus pendinginan yang paling banyak dipakai (paling umum) adalah sistem kompresi uap. Adapun komponen-komponen utamanya adalah sebagai berikut :

I.3.1. Kompresor

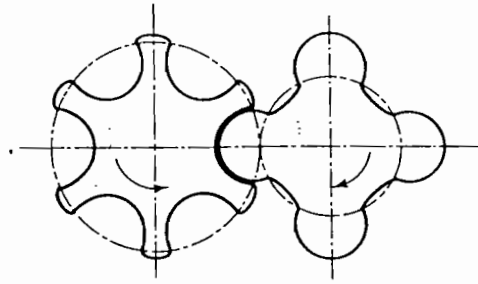
Kompresor mengambil uap panas pada tekanan rendah di dalam evaporator dan memompakannya ke tingkat tekanan yang lebih tinggi di dalam kondensor. Fungsi kompresor pada sistem kompresi uap ada 2 macam :

- Untuk mengalirkan uap refrijeran yang mengandung sejumlah panas dari evaporator.
- Untuk menaikkan temperatur uap refrijeran sampai mencapai titik saturation-nya, titik tersebut lebih tinggi daripada temperatur medium pendinginnya.

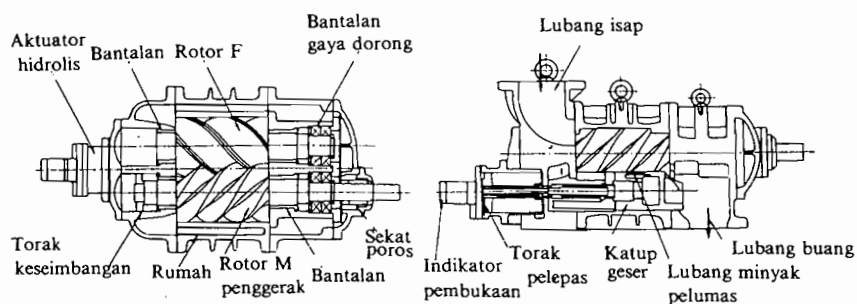
Empat jenis kompresor refrijerasi yang paling umum berdasarkan metoda kompresi adalah kompresor torak (*reciprocating compressor*), kompresor sekrup (*screw*), kompresor sentrifugal dan kompresor rotary. Sedangkan menurut konstruksinya ada yang jenis terbuka, jenis semi-hermetik dan jenis hermetik.

1) Kompresor torak

Jenis kompresor ini digunakan untuk refrijeran yang mempunyai volume/lb rendah dengan perbedaan temperatur yang besar dan mempunyai daerah kerja dari beberapa puluh watt hingga ratusan kilowatt kapasitas refrijerasi. Kompresor-kompresor modern bersifat “*single acting*”, bersilinder tunggal atau multi silinder dengan susunan silinder berbentuk V, W, radial atau lurus.



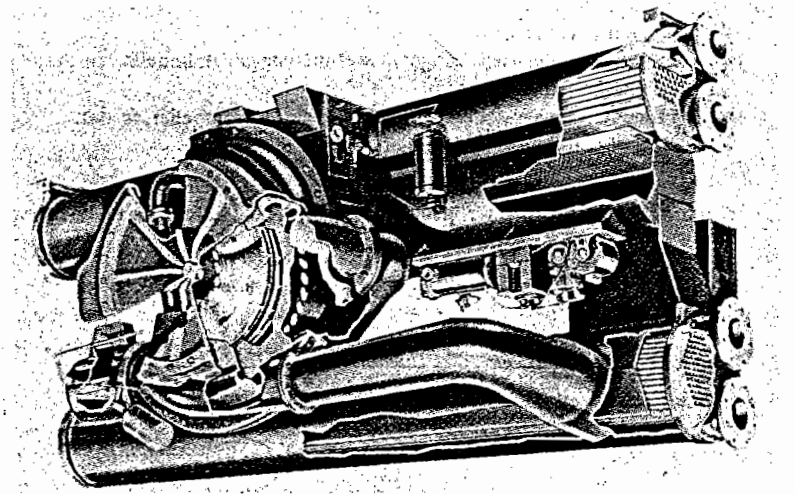
Gambar 1.4a. Penampang Dua Buah Rotor Kompresor Sekrup
Sumber : Refrigerasi & Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker



Gambar 1.4b. Kompresor Sekrup
Sumber : Penyebaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

3) Kompresor sentrifugal

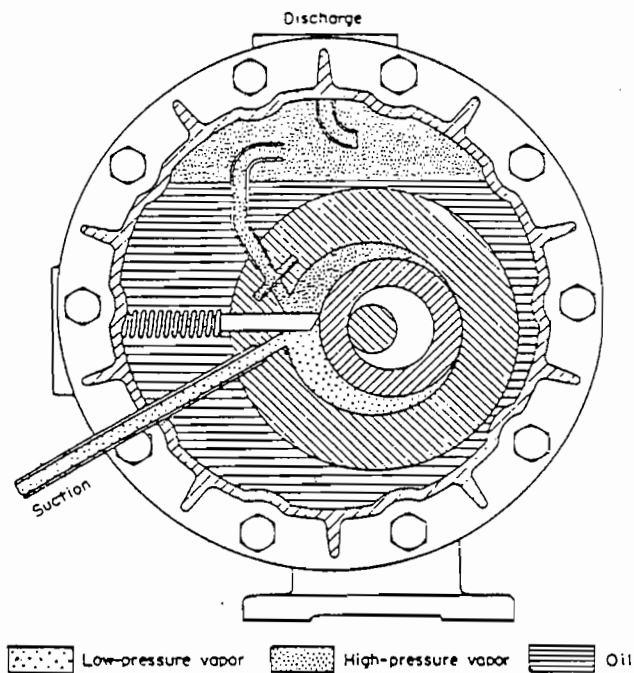
Seperti namanya, kompresor jenis ini mengkompresikan uap refrigeran dengan aksi sentrifugal. Kompresor jenis ini dapat menangani jumlah volume uap refrigeran yang besar pada tingkat efisiensi yang sangat tinggi serta dapat melayani sistem-sistem refrigerasi yang berkapasitas antara 200 hingga 10000 kw. Secara umum refrigeran yang mempunyai titik didih di atas 32° F cocok dengan kompresor jenis ini.



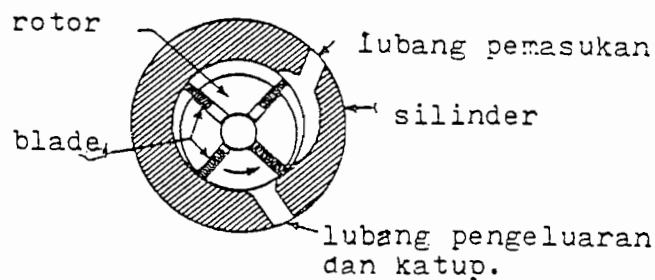
Gambar 1.5. Kompresor Sentrifugal dengan Kondensator dan Evaporator
Sumber : Refrigerasi & Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker

4) Kompresor Rotary

Kompresor ini terdiri dari sebuah silinder dan sebuah rotor yang mempunyai beberapa sudu. Garis sumbu rotornya eksentrik terhadap sumbu silinder. Ada ruangan *clearance* yang sempit antara rotor dengan silinder dan lapisan film oli yang berfungsi sebagai perapat (*seal*). Sudu-sudu itu mempunyai pegas di bagian belakangnya, sehingga sudu-sudu itu terdorong ke depan. Dengan demikian sudu-sudu itu tetap menyentuh dinding silinder secara rapat tergantung dari gaya sentrifugalnya. Kompresor jenis rotary ini dipakai untuk lemari es kecil, tetapi pada akhirnya ini dibuat dengan ukuran lebih besar untuk industri komersial.



Gambar 1.6a. Kompresor Rotary (*Single Blade*)

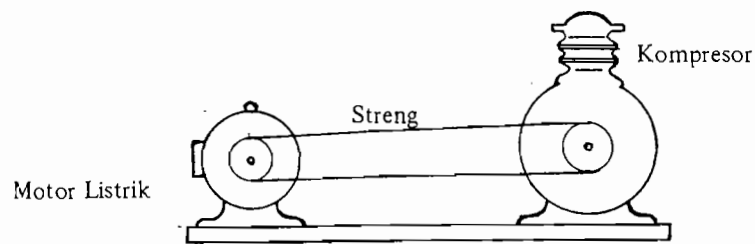


Gambar 1.6b. Kompresor Rotary (*Multi Blade*)

Sumber : Pengantar Teori Teknik Pendinginan, R. Gunawan

5) Kompresor jenis terbuka (*open type unit*)

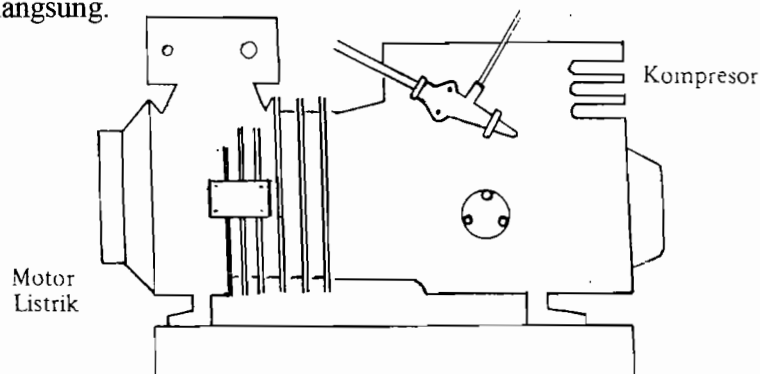
Di sini kompresor dan motor penggerak masing-masing berdiri sendiri, untuk memutar kompresor dipergunakan ban (*belt*). Motor penggeraknya biasanya adalah motor listrik atau motor diesel.



Gambar 1.7. Kompresor jenis terbuka
Sumber : Dasar-Dasar Mesin Pendingin, Sumanto

6) Kompresor semi-hermetik

Di sini kompresor dan motor listrik juga berdiri sendiri-sendiri tetapi dihubungkan sehingga seolah-olah menjadi satu buah. Untuk memutar kompresor, poros motor listrik dihubungkan dengan poros kompresornya langsung.

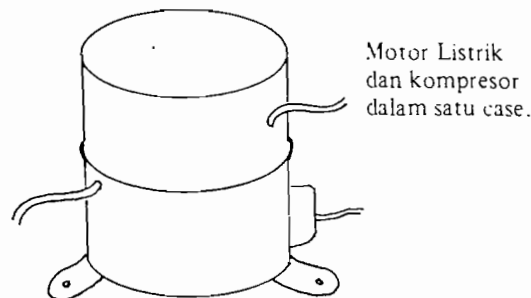


Gambar 1.8. Kompresor Tipe Semi-Hermetik
Sumber : Dasar-Dasar Mesin Pendingin, Sumanto

7) Kompresor hermetik

Di sini kompresor dan motor listrik benar-benar menjadi satu unit yang tertutup rapat. Kelemahannya jika terjadi kerusakan pada kompresor atau motor listrik sulit untuk diperbaiki. Keuntungannya ialah bahwa bentuknya dapat menjadi lebih kecil, tidak banyak memakan tempat,

harganya relatif murah, cocok sekali untuk kompresor-kompresor pada *domestic refrigerator* (dayanya kecil). Di sini pemindahan daya dari motor listrik ke kompresor dapat menjadi lebih sempurna.



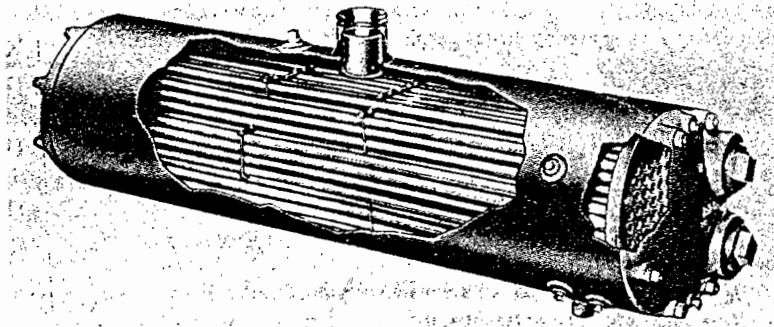
Gambar 1.9. Kompresor Tipe Hermetik
Sumber : Dasar-Dasar Mesin Pendingin, Sumanto

1.3.2. Kondensor

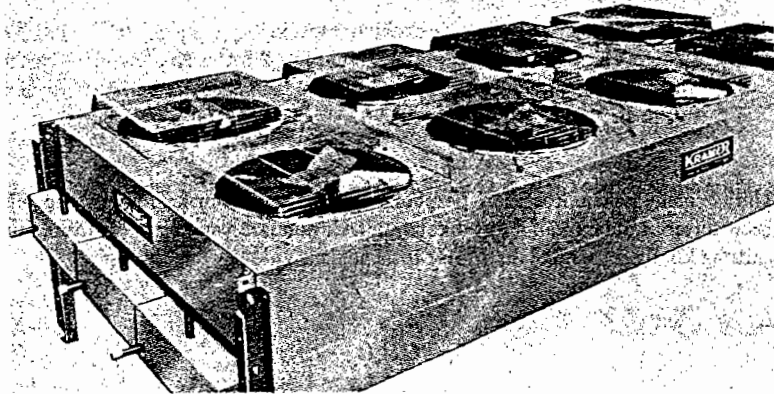
Kondensor adalah salah satu alat penukar kalor yang digunakan untuk mendinginkan atau mengembunkan uap atau campuran uap, sehingga berubah fase menjadi cairan. Berdasarkan media pendingin yang dipakai, kondensor dibagi menjadi 3 jenis :

- Jenis berpendinginan udara (*air cooled*)
- Jenis berpendinginan air (*water cooled*)
- Jenis campuran, disebut evaporative.

Kondensor yang paling banyak digunakan adalah berpendinginan air berbentuk tabung dan pipa (*shell and tube*).



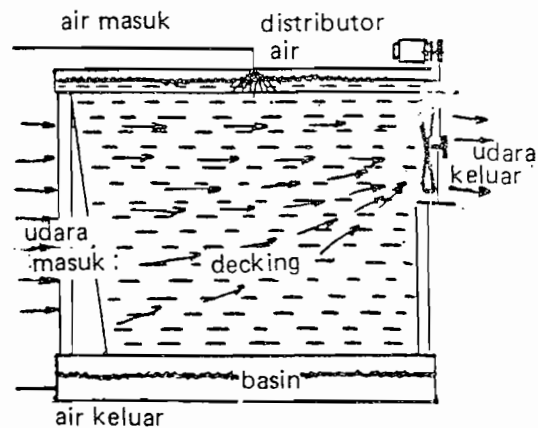
Gambar 1.10. Kondensor Berpendingin Air Berbentuk Tabung dan Pipa
Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker



Gambar 1.11. Kondensor Berpendingin Udara
Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker

1) Kondensor Berpendingin Air

Kondensor didinginkan oleh air sedangkan air didinginkan oleh udara di dalam *cooling tower*. Jadi fungsi *cooling tower* adalah untuk mengembalikan kondisi air yang keluar dari kondensor ke kondisi semula pada saat sebelum masuk kondensor. Air panas yang keluar dari kondensor dipompakan naik ke atas *cooling tower* untuk dicurahkan lagi ke bawah dan ditampung pada kolam penampungan. Pencurahan air itu dibuat terpecar-pencar, agar panas yang dikandungnya dapat diambil oleh udara yang sengaja dialirkan.

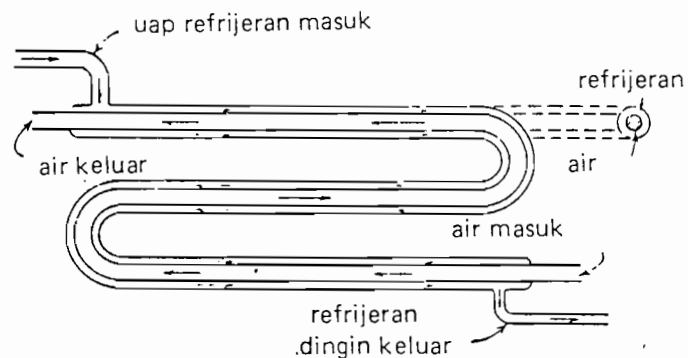
Gambar 1.12. *Cooling Tower*

Sumber : Pengantar Teori Teknik Pendinginan, R. Gunawan

Kondensor jenis ini terdiri dari 3 jenis, yaitu :

a) Pipa rangkap (*double tube*)

Terdiri dari pipa yang dibuat sedemikian rupa hingga pipa satu ada di dalam pipa lainnya.

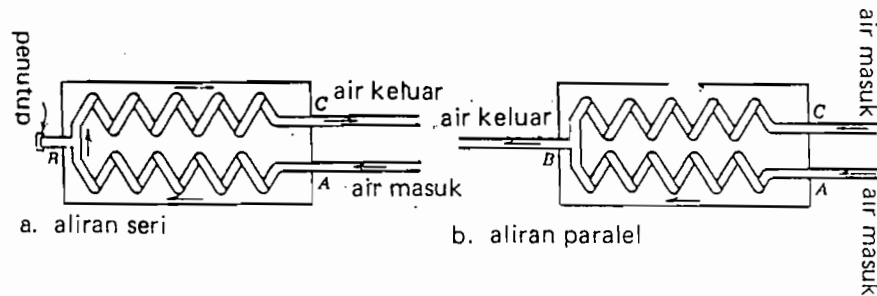
Gambar 1.13. Kondensor Berpendingin Air Jenis *Double Tube*

Sumber : Pengantar Teori Teknik Pendinginan, R. Gunawan

b) Tabung dan gulungan pipa (*shell and coil*)

Terdiri dari satu atau lebih gulungan *bare tube* atau *finned tube* dan dimasukkan ke dalam suatu tabung baja dan dilas. Air mengalir sepanjang pipa sedangkan refrijeran berada di dalam tabung

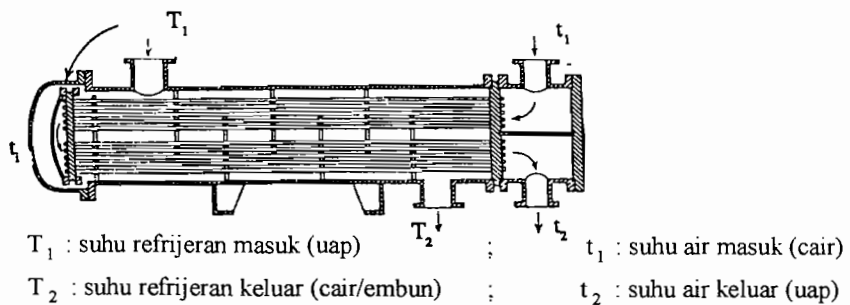
sekeliling pipa. Uap refrigeran panas masuk dari bagian atas dan akan mengembun setelah berhubungan dengan pipa-pipa air pendingin. Jenis ini hanya digunakan pada instalasi kecil dengan kapasitas sampai 10 ton.



Gambar 1.14. Kondensor Berpendingin Air Jenis *Shell and Coil*
 Sumber : Pengantar Teori Teknik Pendinginan, R. Gunawan

c) Tabung dan pipa (*shell and tube*)

Terdiri dari suatu tabung silinder baja dan di dalamnya terdapat sejumlah pipa-pipa lurus yang dirangkai secara paralel dan pada ujungnya dibatasi plat, sehingga terjadi ruang terbatas. Air pendingin disirkulasikan melalui pipa-pipa yang dibuat dari baja atau tembaga. Sedangkan refrigerannya ditampung pada tabung baja diantara pipa-pipa.



T_1 : suhu refrigeran masuk (uap) ; t_1 : suhu air masuk (cair)
 T_2 : suhu refrigeran keluar (cair/embun) ; t_2 : suhu air keluar (uap)

Gambar 1.15. Kondensor Berpendinginan Air Jenis *Shell and Tube*
 Sumber : Alat Penukar Kalor, M. Sitompul

Air yang dipakai untuk mendinginkan kondensor dapat diambil dari sumbernya kemudian dibuang ke selokan sebagai air limbah yang disebut sistem air limbah. Adakalanya air tersebut setelah melewati kondensor, dialirkan ke *cooling tower* untuk didinginkan. Kemudian dipakai lagi untuk mendinginkan kondensor. Cara ini disebut sistem air resirkulasi.

2) Kondensor Berpendingin Udara

Udara yang bersirkulasi melewati kondensor berpendingin udara dapat terjadi secara alamiah dan dapat juga secara paksa dengan menggunakan *blower* atau kipas. Jika sirkulasinya terjadi secara alamiah, jumlah udara yang bersirkulasi melewati kondensor tentu sedikit dan akibatnya permukaan kondensor relatif agak besar. Karena itu kondensor yang berpendingin udara hanya dipakai untuk instalasi kecil saja, seperti *freezer* atau lemari es rumah tangga.

Kondensor yang menggunakan aliran udara paksa terbagi menjadi 2 grup berdasarkan lokasinya, yang pertama adalah sebagai unit kesatuan (*chassis mounted*) dan yang kedua adalah yang terpisah (*remote*). Yang disebut sebagai unit kesatuan adalah apabila kondensor dan kompresor diletakkan pada dudukan yang sama, jadi saling berhadapan hanya dipisahkan oleh kipas yang mengalirkan udara dengan arah yang berlawanan. Jenis ini baik untuk pemakaian di ruangan yang sempit, tapi untuk ruangan yang besar kurang menguntungkan karena terbatas pada dimensi dudukannya. Jadi jenis kondensor ini hanya dipakai untuk

kapasitas di bawah 2 ton. Kelemahan lainnya adalah karena bentuknya yang kompak dan biasa diletakkan di bawah, maka kotoran dan debu mudah melekat sehingga dapat menghambat perpindahan panas.

Untuk kondensor jenis terpisah, biasa dipakai untuk kapasitas 1 sampai dengan 100 ton lebih, dapat diletakkan di dalam atau di luar ruangan dan harus diletakkan di tempat yang banyak mengalir udara/angin, agar dapat dicapai perpindahan panas seefektif mungkin. Jika kondensor diletakkan di daerah yang hangat, maka harus dilengkapi dengan saluran udara (*duct*), yang maksudnya untuk mengalirkan udara ke kondensor dan kembali lagi ke luar. Kalau diletakkan di luar, dapat dipasang di atas tanah, di atap, ditempelkan pada sisi dinding, dan lain-lain. Jenis ini sekarang sedang populer pada pemasangan instalasi AC atau pendinginan.

I.3.3. Evaporator

Evaporator adalah penukar kalor yang memegang peranan yang paling penting di dalam siklus refrijerasi, yaitu mendinginkan media di sekitarnya. Di dalamnya mengalir cairan refrijeran yang berfungsi sebagai penyerap panas dari produk yang didinginkan sambil berubah fase.

Ada beberapa macam evaporator, sesuai dengan tujuan penggunaannya bentuknyapun dapat berbeda-beda. Hal tersebut disebabkan karena media yang hendak didinginkan dapat berupa gas, cairan atau zat padat. Maka evaporator

dapat dibagi dalam beberapa golongan, sesuai dengan keadaan refrijeran yang ada di dalamnya, yaitu : jenis ekspansi kering, jenis setengah basah dan jenis basah.

1) Jenis ekspansi kering.

Dalam jenis ini, cairan refrijeran yang masuk ke dalam evaporator sudah dalam keadaan campuran cair dan uap, sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan uap kering. Karena sebagian besar dari evaporator terisi oleh uap refrijeran, maka perpindahan kalor yang terjadi tidak cukup besar. Tetapi jenis ini tidak memerlukan jumlah refrijeran yang besar dan jumlah minyak pelumas yang tertinggal di dalam evaporator sangat kecil.

2) Jenis basah.

Sebagian besar dari evaporator terisi oleh cairan refrijeran. Proses penguapannya terjadi seperti pada ketel uap. Gelembung refrijeran yang terjadi karena pemanasan akan naik, pecah pada permukaan cairan atau terlepas dari permukaannya. Sebagian refrijeran kemudian masuk ke dalam akumulator yang memisahkan uap dari cairan. Maka refrijeran yang berujud uap sajalah yang masuk ke kompresor, sedangkan yang masih berujud cair akan masuk kembali ke dalam evaporator bercampur dengan refrijeran cair yang berasal dari kondensor.

3) Jenis setengah basah.

Evaporator jenis setengah basah ini adalah evaporator dengan kondisi refrijeran diantara evaporator jenis ekspansi kering dan evaporator jenis basah. Laju perpindahan kalornya lebih tinggi daripada jenis ekspansi kering tetapi lebih rendah dibandingkan jenis basah.

Macam-macam evaporator menurut konstruksinya hampir sama dengan kondensor :

1) Evaporator tabung dan koil

Terdapat koil pipa tunggal atau koil pipa ganda di dalam sebuah silinder. Refrijeran mengalir di dalam koil pipa untuk mendinginkan fluida yang ada diluar koil.

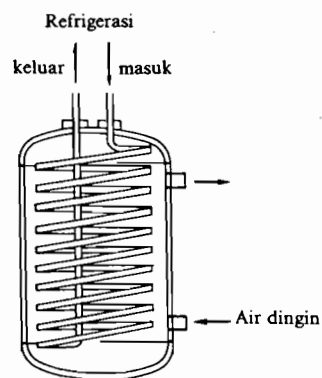
2) Evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering

Menggunakan banyak pipa yang dipasang di dalam tabung. Refrijeran mengalir di dalam pipa sedang cairan yang didinginkan mengalir di luar pipa.

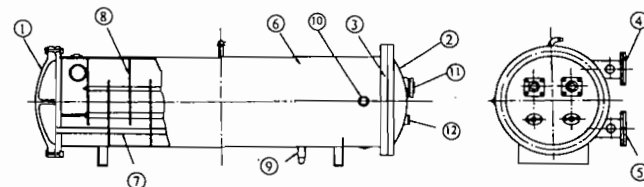
3) Koil dengan pendinginan udara

Dipakai untuk mendinginkan udara pada pengkondisian udara. Ada 2 macam koil dengan pendinginan udara :

- Ekspansi langsung : udara didinginkan langsung oleh refrijeran.
- Ekspansi tak langsung : udara didinginkan oleh refrijeran sekunder (air atau larutan garam).

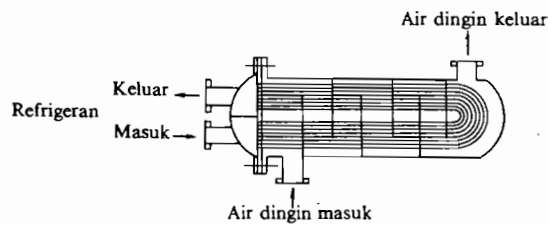


Evaporator Tabung dan Koil

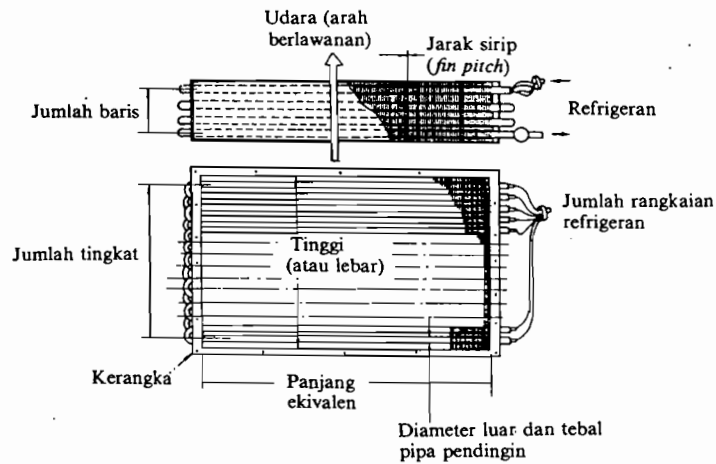


- | | |
|-------------------------------|---|
| 1. Tutup | 8. Pelat pengarah |
| 2. Tutup | 9. Lubang pembuangan |
| 3. Pelat pipa | 10. Lubang untuk unit sensor temperatur |
| 4. Lubang air pendingin | 11. Lubang refrigeran keluar |
| 5. Lubang air pendingin masuk | 12. Lubang refrigeran masuk |
| 6.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

Evaporator Tabung dan Pipa Jenis Ekspansi Kering (menggunakan pipa bersirip pada bagian dalam)



Evaporator Tabung dan Pipa (menggunakan pipa U)



Evaporator Koil Bersirip Plat Jenis Ekspansi Langsung

Gambar 1.16. Macam-Macam Evaporator
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

I.3.4. Katup Ekspansi

Katup ekspansi disebut juga alat kontrol refrijeran, maksudnya adalah alat yang dipakai untuk menurunkan tekanan refrijeran cair dan mengatur aliran refrijeran ke evaporator. Katup ekspansi yang banyak dipergunakan adalah :

1) Katup ekspansi otomatis termostatik

Berfungsi mengatur pembukaan katup yaitu mengatur pemasukan refrijeran ke dalam evaporator sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani.

2) Katup ekspansi manual

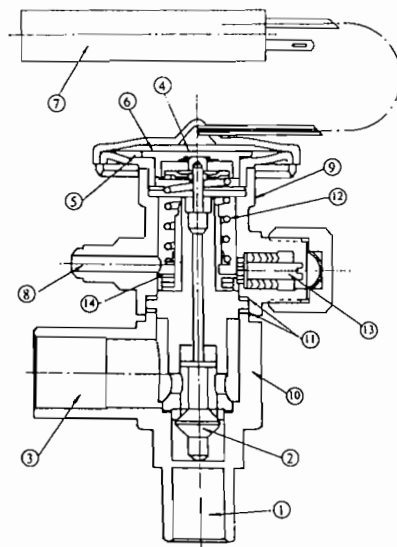
Katup ekspansi dengan trotel yang diatur secara manual, yaitu menggunakan katup jarum yang berbeda dari katup stop biasa.

3) Katup ekspansi tekanan konstan

Adalah katup ekspansi dimana katup digerakkan oleh tekanan di dalam evaporator, untuk mempertahankan supaya tekanan di dalam evaporator konstan.

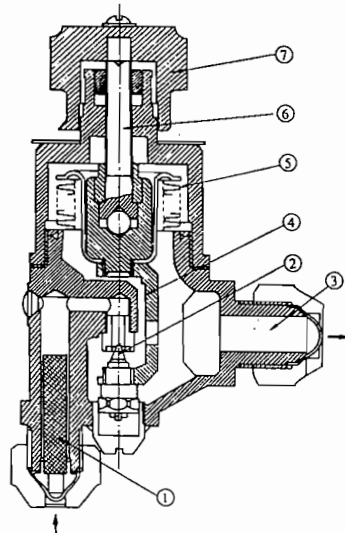
4) Pipa kapiler

Pipa kapiler dipasang sebagai pengganti katup ekspansi. Tahanan dari pipa kapiler inilah yang dipergunakan untuk mentrotel dan menurunkan tekanan. Konstruksi pipa kapiler sangat sederhana, sehingga jarang terjadi gangguan.



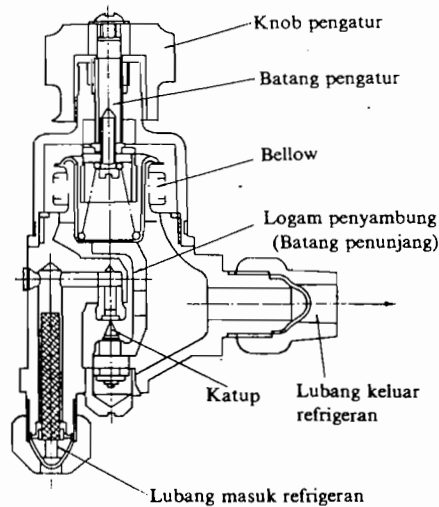
1. Lubang masuk cairan refrigeran
2. Katup jarum
3. Lubang keluar refrigeran
4. Diafragma
5. Ruang-luar diafragma
6. Ruang-dalam diafragma
7. Sensor temperatur (panas)
8. Terminal pipa penyama tekanan
9. Badan katup atas
10. Badan katup bawah
11. Paking
12. Pegas
13. Sekrup pengatur
14. Sekrup putar

Katup Ekspansi Otomatik Termostatik



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

Katup Ekspansi Manual



Katup Ekspansi Tekanan Konstan

Gambar 1.17. Macam-Macam Katup Ekspansi
Sumber : Penyebaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

I.4. Refrijeran

Refrijeran adalah fluida yang dipakai untuk menghisap panas dari suatu tempat atau suatu benda. Refrijeran merupakan media kerja yang berubah fase secara bolak-balik, jadi uap setelah mengambil/menghisap panas dan jadi fluida kembali setelah membuang panas.

Pemilihan suatu refrijeran untuk suatu keperluan tergantung dari sifat-sifat refrijeran itu sendiri bukan hanya pada kemampuannya membuang panas.

Persyaratan refrijeran untuk unit refrijerasi adalah sebagai berikut :

- 1) Tekanan penguapannya harus cukup tinggi.

Sebaiknya refrijeran menguap pada tekanan sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Hal ini untuk mencegah terjadi kebocoran udara luar masuk sistem refrijerasi.

- 2) Tekanan pengembunan yang tidak terlampau tinggi.

Bila tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresi menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan.

- 3) Kalor laten penguapan harus tinggi.

Refrijeran yang memiliki kalor laten penguapan yang tinggi lebih menguntungkan karena untuk kapasitas refrijerasi yang sama, jumlah refrijeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.

- 4) Volume spesifik yang cukup kecil (terutama dalam fase gas)

Dengan volume spesifik gas yang kecil, memungkinkan penggunaan kompresor dengan volume langkah torak yang lebih kecil.

- 5) Koefisien prestasinya harus tinggi.

- 6) Konduktivitas termal yang tinggi.

Untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor.

- 7) Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas.

Untuk mengurangi kerugian tekanan dalam pipa.

- 8) Sifat korosif.

Supaya instalasi tak termakan oleh refrijeran.

- 9) Stabilitas refrijeran.

Refrijeran tak boleh berubah struktur kimianya pada suhu normal.

- 10) Sifat racun pada refrijeran.

Berhubungan dengan keselamatan kerja dan rasa nyaman.

- 11) Sifat eksplosif (meledak)

- 12) Pertimbangan harga.

- 13) Pencemaran lingkungan (tidak merusak ozon)
- 14) Mudah dideteksi jika terjadi kebocoran.

I.5. Klasifikasi Penyegar Udara

1. Penyegar Udara Sentral

Jenis ini terdiri dari motor listrik dan kipas udara, koil udara, pelembab udara dan saringan udara yang semuanya terletak di dalam satu kotak. Penyegar udara ini dinamai “unit pengolah udara” (*air handling unit*). Unit pengolah udara ini tersedia dengan kapasitas antara 2000 --- 1000.000 m³/jam, dalam berbagai ukuran sesuai dengan standar yang diberikan oleh pabrik pembuatnya. Ada 2 jenis, yaitu jenis vertikal dan jenis horisontal. Kipas udara yang banyak dipakai adalah jenis daun berganda (*multi blade*). Koil udaranya terbuat dari pipa bersirip plat dan ada dua jenis, satu untuk pendinginan dan lainnya untuk pemanasan.

2. Unit Koil-Kipas Udara

Penyegar udara kecil yang dipergunakan di dalam ruangan. Kipas udara, motor listrik, koil udara dan saringan udara terletak dalam satu kotak. Di dalam unit tersebut, udara ruangan yang dihisap masuk diatur temperatur serta kelembabannya, kemudian dimasukkan kembali ke dalam ruangan. Dapat diletakkan di atas lantai, digantung pada langit-langit atau ditanam di dalamnya.

3. Unit Induksi



Unit ini seperti unit koil-kipas udara, dipasang langsung di dalam ruangan serta mempunyai kotak udara, nosel, koil udara sekunder dan penutup. Dalam unit ini, udara segar dari penyegar udara sentral (dinamai udara primer) dimasukkan ke dalam kotak udara primer, kemudian dialirkan melalui nosel, sehingga udara masuk dengan kecepatan tinggi ke dalam ruang pencampur. Dengan pengaruh induksi dari pancaran udara tersebut, udara ruang (udara sekunder) terisap dan masuk melalui koil udara sekunder sehingga didinginkan atau dipanaskan, kemudian dicampur dengan udara primer dan masuk ke dalam ruangan yang akan disegarkan.

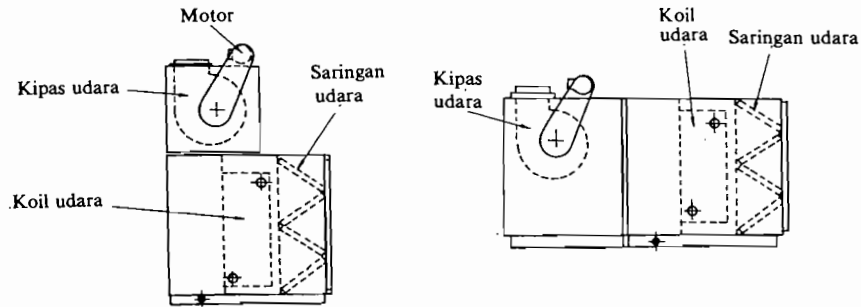
4. Penyegar Udara Jenis Paket

Terdiri dari peralatan penyegar dan refrigerator yang terletak dalam satu rumah. Penyegar udara jenis ini semula ditujukan untuk pendinginan, tetapi dapat juga dipergunakan untuk pemanasan bila dilengkapi dengan koil pemanas. Di bagian bawah dari penyegar udara terdapat mesin pendingin. Penyegar udara jenis paket ini berkapasitas antara 3 sampai 10 TR (Ton Refrijerasi).

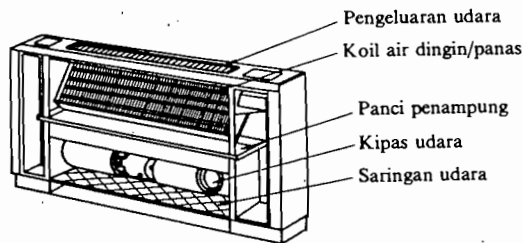
5. Penyegar Udara Kamar

Adalah penyegar udara paket berukuran kecil dengan kapasitas pendinginan antara 0,5 sampai 2 TR. Tersedia dalam jenis lantai, langit-langit, jenis dinding dan jenis jendela. Kondensor terpisah dari unit (biasanya di luar ruangan) sedangkan evaporator dan kipas udara dipasang di dalam ruangan. Pengaturan temperatur dilakukan dengan menjalankan

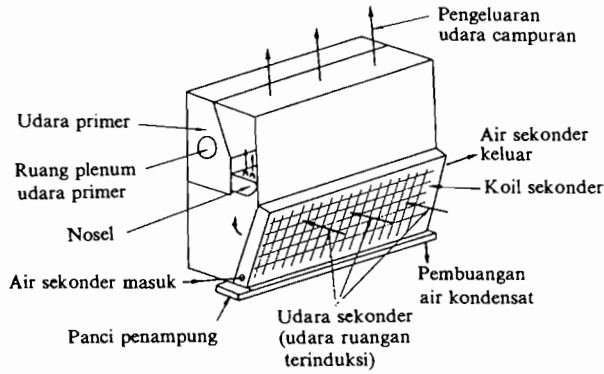
atau menghentikan kerja kompresor, berdasarkan pengukuran temperatur masuk.



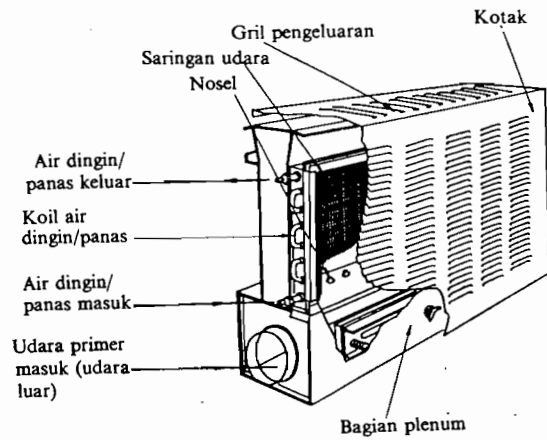
Unit Pengolah Udara (Penyegar Udara Sentral)



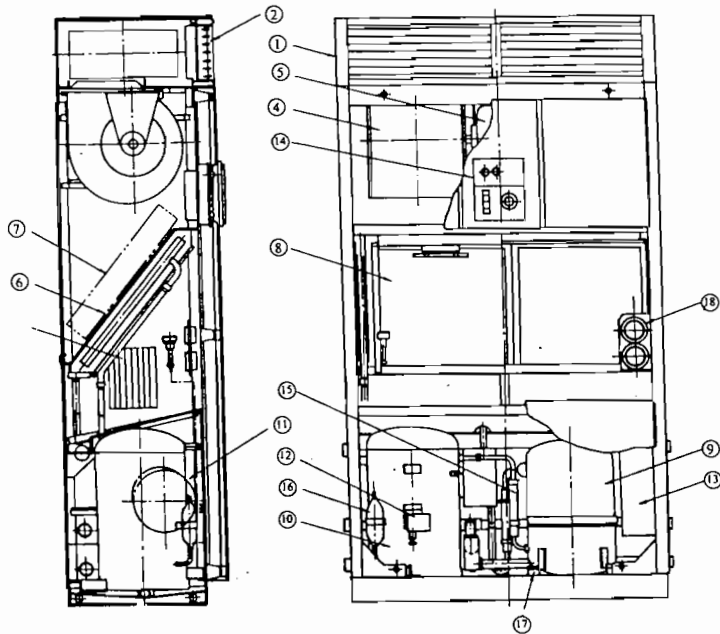
Unit Koil-Kipas Udara



Unit Induksi Jenis Tekanan Tinggi

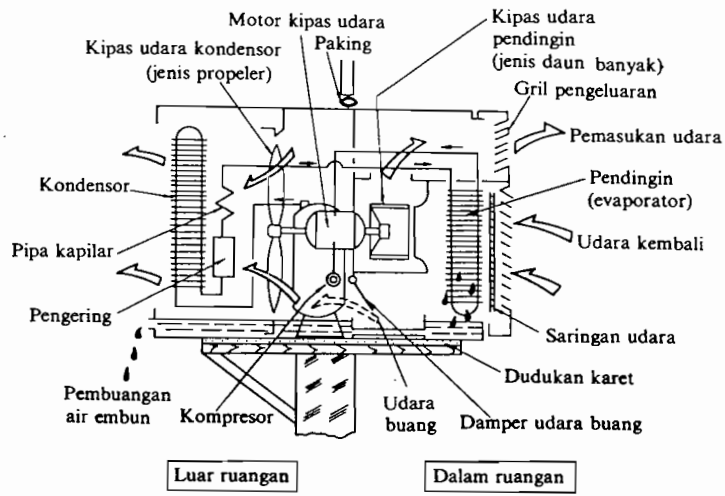


Unit Induksi Jenis Tekanan Rendah



- | | |
|--------------------------|-----------------------------------|
| 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 |

Penyegar Udara Paket



Pendingin Ruangan Jenis Jendela

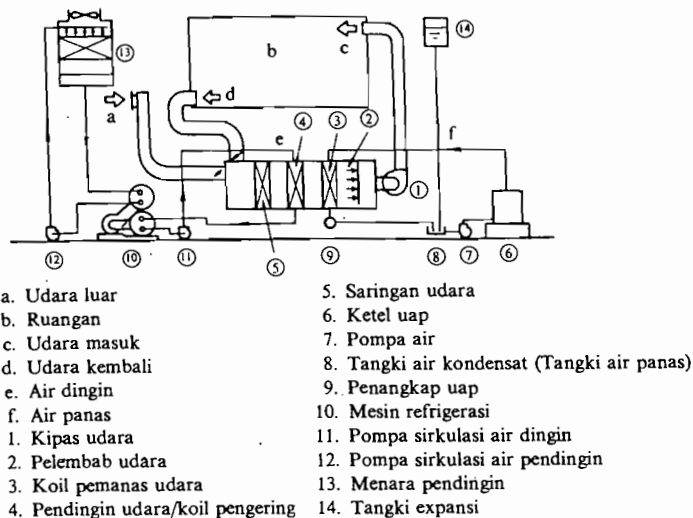
Gambar 1.18. Macam-Macam Penyegar Udara
Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

BAB II

PENINGKONDISIAN UDARA DI SPORT-HALL

II.1. Sistem Penyegaran Udara

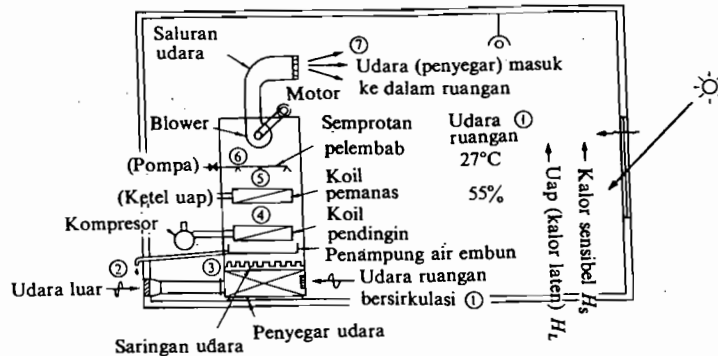
Sistem penyegaran udara yang dipakai untuk sport-hall adalah menggunakan sistem penyegaran udara sentral (*centralized air-conditioning*) karena memiliki beberapa keuntungan yaitu sederhana, mudah dalam perancangan, pemasangan, pemakaian dan perawatannya serta biaya awal relatif murah. Udara dingin dialirkan ke dalam ruangan melalui saluran-saluran udara (*ducting*). Gambar 2.1 menunjukkan skema sistem penyegar udara sentral. Udara luar untuk ventilasi dan udara ruangan yang kembali masuk ke dalam mesin penyegar udara, bercampur dan kemudian masuk ke dalam saringan udara untuk menyaring debu yang ada di dalam udara (*system return-air*). Saringan ini dipakai juga untuk menghilangkan bau dan gas beracun dari udara.



Gambar 2.1. Sistem Penyegaran Udara

Sedangkan gambar 2.2 menunjukkan prinsip penyegaran udara untuk sport-hall. Udara dalam ruangan yang ada pada temperatur dan kelembaban (1) diisap masuk ke dalam alat penyegar udara, kemudian bercampur dengan udara luar (2), dan menghasilkan udara pada tingkat keadaan (3). Selanjutnya, udara (3) didinginkan dengan jalan mengalirkannya melalui koil pendingin, setelah terlebih dulu dibersihkan melalui saringan udara. Apabila permukaan koil pendingin bertemperatur lebih rendah daripada titik embun udara (3), maka uap air dalam udara akan mengembun pada permukaan koil pendingin. Air embun (kondensat) yang terjadi itu akan menetes dan dialirkan keluar, sehingga perbandingan kelembaban udara (4) akan berkurang. Apabila temperatur udara (4) terlampau rendah, maka udara tersebut dapat dipanaskan dengan mengalirkannya melalui koil pemanas, sedemikian rupa sehingga diperoleh temperatur udara (5) sesuai yang diminta. Temperatur udara (4) yang terlampau rendah itu dapat terjadi jika temperatur koil pendingin dibuat lebih rendah, untuk mengurangi kadar uap air dalam udara. Proses pemanasan udara dari tingkat keadaan (4) ke tingkat keadaan (5) dinamai "pemanasan ulang" (*re-heating*). Dalam proses pemanasan, apabila udara panas menjadi terlampau kering, maka perbandingan kelembaban udara dapat dinaikkan dengan jalan menyemprotkan air pelembab (*humidifying spray*). Udara (6), setelah melalui blower dan saluran udara akan berangsur-angsur menjadi lebih panas (7) dan akhirnya masuk ke dalam ruangan. Supaya dapat berfungsi mendinginkan, udara (7) haruslah masuk pada temperatur dan perbandingan kelembaban lebih rendah daripada udara di dalam ruangan (1). Apabila udara (7) bercampur dengan udara (1), sehingga temperatur dan

perbandingan kelembabannya naik menjadi sama dengan udara (1), maka udara (7) menyerap kalor sensibel dan uap air (kalor laten) yang terjadi di dalam ruangan. Dalam hal tersebut, kalor sensibel dan kalor laten yang terjadi di dalam ruangan merupakan beban kalor (*heat load*) dari ruangan yang bersangkutan.



Gambar 2.2. Prinsip Penyegaran Udara
Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

II.2. Denah, Data dan Lokasi Gedung

Dalam perancangan AC untuk *sport-hall* ini dipilih Gedung Olah Raga Among Rogo Yogyakarta sebagai obyek penelitian. Adapun kota Yogyakarta sendiri terletak pada 7° -- 8° LS, namun dalam perancangan ini dipakai kota Jakarta (terletak 6° LS) sebagai acuan dalam memperoleh data yang diinginkan. Berdasarkan tabel 1 diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Bulan perancangan = September dan Oktober (musim kemarau)
2. Kondisi perancangan :
 - Di dalam ruangan (lihat tabel 2) :

Temperatur bola kering (T_i) = 26° C

Kelembaban relatif (RH) = 55 %

Dari Diagram Psikrometri :

Temperatur <i>wet-bulb</i>	= 19,5 ⁰ C
Volume spesifik (v)	= 0,864 m ³ /kg
Entalpi (h)	= 55,5 kJ/kg = 13,3 kkal/kg

➤ Di luar ruangan (lihat tabel 1):

Temperatur bola kering (To) = 32⁰ C

Perubahan temperatur harian = 8⁰ C

Kelembaban relatif (RH) = 77 %

Dari Diagram Psikrometri :

Temperatur *wet-bulb* = 28,5⁰ C

Volume spesifik (v) = 0,897 m³/kg

Entalpi (h) = 93 kJ/kg = 22,2 kkal/kg

3. Dari denah gedung diperoleh data :

Luas lantai = 42m x 24m = 1008 m²

Volume ruangan = 1008 m² x 12,1m = 12196,8 m³

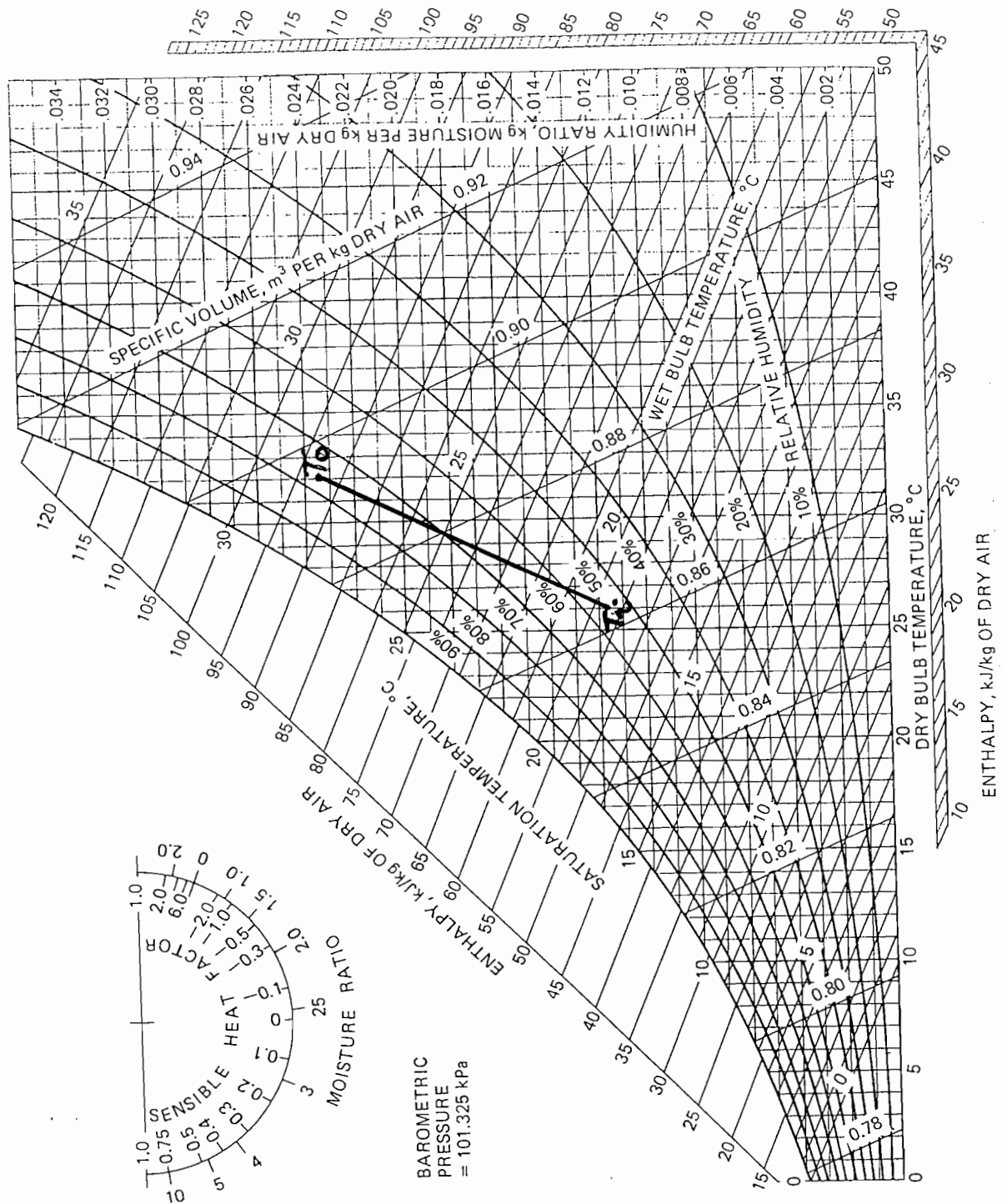
Jumlah jendela = 220 buah @ 1m x 1,5m

(80 buah di sisi barat dan timur, 140 buah di sisi utara dan selatan)

Jumlah pintu = 10 buah

Jumlah lampu = 31 buah @ 100 W

Kapasitas = 1000 orang



Gambar 2.3. Diagram Psikometri

Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, W.F. Steecker

II.3. Perhitungan Beban Pendinginan

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

- Panas sensibel : jumlah panas akibat perubahan suhu.
- Panas laten : panas karena perubahan fase.

II.3.1. Perhitungan jumlah radiasi matahari sepanjang hari

Dipilih waktu penyinaran matahari jam 12.00 siang (asumsi : paling panas). Maka ketinggian matahari (H) adalah : ¹⁾

$$\sin H = \sin \psi \sin \delta + \cos \psi \cos \delta \cos 15 \tau$$

Dengan : ψ = kedudukan garis lintang (LU = positif ; LS = negatif)

δ = deklinasi matahari (lihat gambar 2.4)

τ = saat penyinaran matahari (pukul 12.00 siang adalah 0, siang hari (P.M.) adalah positif, pagi hari (A.M.) adalah negatif)

$$\sin H = \sin (-6) \sin 0,3 + \cos (-6) \cos 0,3 \cos 0$$

$$H = 83,7^{\circ} \sim 84^{\circ}$$

Jumlah radiasi matahari langsung pada bidang tegak lurus arah datangnya radiasi :

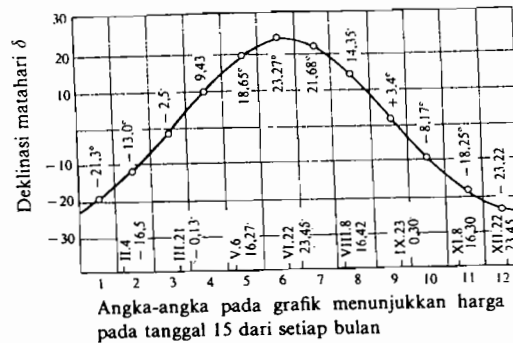
$$J_n = 1164 P^{\cos ecH} \text{ (kcal/m}^2 \text{ jam)} \quad 2)$$

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

$$J_n = 1164 (0,6)^{\cos ec84} = 696,4 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam}$$

¹⁾ Wiranto A & Heizo Saito, Penyebaran Udara, hal. 39

²⁾ Ibid, hal. 37



Gambar 2.4. Deklinasi Matahari

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

II.3.2. Jumlah radiasi matahari melalui jendela

1. Beban transmisi kalor melalui jendela : ³⁾

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

Dengan : A = luas jendela

K = koefisien transmisi kalor melalui jendela (tabel 3)

T_o = suhu di luar ruangan

T_i = suhu di dalam ruangan

$$\begin{aligned} Q_1 &= (1\text{m} \times 1,5\text{m}) \times 5,5 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C} \times (32^\circ - 26^\circ) \\ &= 49,5 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

2. Tambahan kalor oleh transmisi radiasi matahari melalui jendela : ⁴⁾

$$\begin{aligned} Q_2 &= A \times J_n \times \text{faktor transmisi jendela (tabel 4)} \\ &= (1\text{m} \times 1,5\text{m}) \times 696,4 \text{ kkal/m}^2 \text{ jam} \times 0,5 \\ &= 522,3 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{total}} = Q_1 + Q_2 = 571,8 \text{ kkal/jam}$$

³⁾ Ibid, hal. 30

⁴⁾ Ibid

II.3.3. Beban infiltrasi/ventilasi

1. Infiltrasi beban kalor sensibel ⁵⁾

$$Q_1 = \{(V \times A) - B\} \times \frac{0,24}{v} \times \Delta T$$

Dengan : V = volume ruangan

A = jumlah pergantian ventilasi alamiah (tabel 5)

B = jumlah udara luar (tabel 6)

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

v = volume spesifik udara luar ruangan (m³/kg)

ΔT = selisih temperatur (To – Ti)

$$Q_1 = \{(12196,8 \text{ m}^3 \times 2) - 18 \times 1000\} \times \frac{0,24 \text{ kkal} / \text{kg}^\circ \text{C}}{0,897 \text{ m}^3 / \text{kg}} \times (32^\circ - 26^\circ)$$

$$Q_1 = 10263,97 \text{ kkal/jam}$$

2. Infiltrasi beban kalor laten ⁶⁾

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

Dengan : 597,3 kkal/kg = kalor laten penguapan

X_{T_o} = perbandingan kelembaban udara di luar ruangan (Tabel 1)

X_{T_i} = perbandingan kelembaban udara dalam ruangan (Tabel 2)

$$Q_2 = 12196,8 \text{ m}^3 \times 2 \times 597,3 \text{ kkal/kg} \times (0,02 - 0,0116)$$

$$Q_2 = 122390,5 \text{ kkal/jam}$$

⁵⁾ Ibid, hal. 31

⁶⁾ Ibid

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 = 132654,47 \text{ kkal/jam}$$

II.3.4. Beban kalor karena penghuni ruangan

1. Beban kalor sensibel penghuni ruangan ⁷⁾

$$Q_1 = \text{jumlah orang} \times f_1 \times f_2$$

Dengan : f_1 = kalor sensibel manusia pada suhu ruang 26°C (tabel 7)

f_2 = koreksi faktor kelompok (tabel 7)

$$Q_1 = 1000 \times 50 \text{ kkal/jam} \times 0,897$$

$$Q_1 = 44850 \text{ kkal/jam}$$

2. Tambahan kalor laten penghuni ruangan ⁸⁾

$$Q_2 = \text{jumlah orang} \times f'_1 \times f_2$$

Dengan : f'_1 = kalor laten manusia pada suhu ruang 26°C (tabel 7)

$$Q_2 = 1000 \times 28 \text{ kkal/jam} \times 0,897$$

$$Q_2 = 25116 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 = 69966 \text{ kkal/jam}$$

II.3.5. Beban kalor karena penerangan ⁹⁾

$Q = \text{wattase (kw)} \times 1,080 \text{ kkal/kw} \times \text{jumlah lampu}$

$$Q = 0,1 \text{ kw} \times 1,080 \text{ kkal/kw} \times 31$$

$$Q = 3,348 \text{ kkal/jam}$$

II.3.6. Transmisi kalor melalui atap ¹⁰⁾

⁷⁾ Ibid

⁸⁾ Ibid, hal. 32

⁹⁾ Ibid

Bahan atap terbuat dari asbestos semen dengan tebal 12 mm

$$Q = \text{luas atap} \times K \times (\text{ETD}_{\text{matah}} + \text{ETD}_{\text{udara}})$$

Dengan : K = koefisien transmisi kalor dari atap (Tabel 8)

$\text{ETD}_{\text{matah}}$ = selisih temperatur ekivalen dari radiasi matahari (Tabel 11)

$$= 9,1^{\circ} \text{ C (Timur)} \quad ; \quad 14,1^{\circ} \text{ C (Utara)}$$

$$2,8^{\circ} \text{ C (Barat)} \quad ; \quad 2,8^{\circ} \text{ C (Selatan)}$$

$$\text{ETD}_{\text{udara}} = T_o - \frac{\Delta T}{2} - T_i + k \frac{\Delta T}{2} \cos 15 (\tau - \gamma - \Gamma) \quad 11)$$

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

k = faktor amplitudo (lihat gambar 2.5)

τ = saat penyinaran matahari = 0

$\gamma \approx 2$

Γ = waktu kelambatan (lihat gambar 2.5)

$$\text{ETD}_{\text{udara}} = 32^{\circ} - 3^{\circ} - 26^{\circ} + \{0,98 \times 3 \times \cos 15 (0 - 2 - 0,02)\}$$

$$= 5,54^{\circ} \text{ C}$$

$$Q_{\text{Timur}} = (24\text{m} \times 54\text{m}) \times 2,86 \times (9,1^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 54264,04 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{\text{Barat}} = (24\text{m} \times 54\text{m}) \times 2,86 \times (2,8^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 30912,71 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{\text{Utara}} = (21\text{m} \times 36\text{m}) \times 2,86 \times (14,1^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 42464,82 \text{ kkal/jam}$$

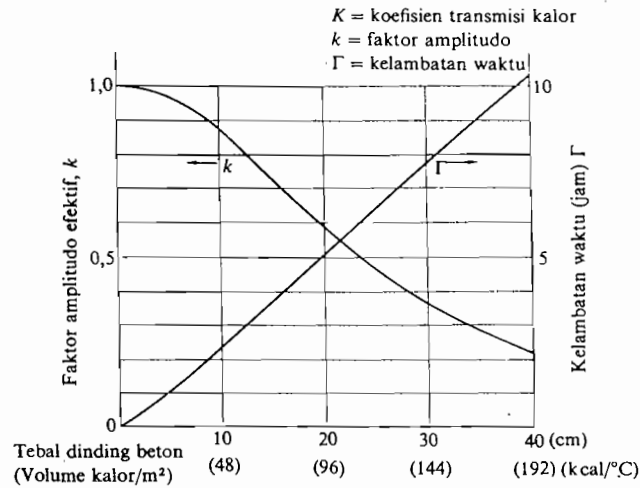
¹⁰⁾ Ibid, hal. 21

¹¹⁾ Ibid, hal. 61

$$Q_{Selatan} = (21\text{m} \times 36\text{m}) \times 2,86 \times (2,8^0 + 5,54^0)$$

$$= 18032,41 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{total} = 145673,98 \text{ kkal/jam}$$



Gbr. 3.13 Cara menetapkan ETD_{udara} selama satu hari dengan menggunakan K dan Γ .

Gambar 2.5. Cara Menetapkan ETD dengan Menggunakan k dan Γ
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

II.3.7. Transmisi kalor melalui dinding ¹²⁾

Sama dengan transmisi kalor melalui atap, maka :

$$Q = \text{luas dinding} \times K \times (\text{ETD}_{matah} + \text{ETD}_{udara})$$

Dengan : K = koefisien transmisi kalor dari dinding (Tabel 9)

$$\text{ETD}_{matah} = 5,8^0 \text{ C (Utara)} \quad ; \quad 1,5^0 \text{ C (Barat)}$$

$$1,3^0 \text{ C (Selatan)} \quad ; \quad 7,5^0 \text{ C (Timur)}$$

$$\text{ETD}_{udara} = 5,54^0 \text{ C}$$

¹²⁾ Ibid, hal. 31

$$Q_{Utara} = (36\text{m} \times 12,1\text{m}) \times 3,15 \times (5,8^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 15560,07 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{Selatan} = (36\text{m} \times 12,1\text{m}) \times 3,15 \times (1,3^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 9385,44 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{Barat} = (54\text{m} \times 12,1\text{m}) \times 3,15 \times (1,5^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 14489,8 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{Timur} = (54\text{m} \times 12,1\text{m}) \times 3,15 \times (7,5^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 26839,06 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{total} = 66274,37 \text{ kkal/jam}$$

Dari perhitungan-perhitungan di atas, diperoleh beban pendinginan teoritis :

$$Q_{teoritis} = Q_{3.2} + Q_{3.3} + Q_{3.4} + Q_{3.5} + Q_{3.6} + Q_{3.7}$$

$$= 571,8 + 132654,47 + 69966 + 3,348 + 145673,98 + 66274,37$$

$$= 415143,968 \text{ kcal/jam}$$

Dengan menambahkan safety factor sebesar 15 % maka beban pendinginan menjadi :

$$Q_{total} = Q_{teoritis} + 15 \% Q_{teoritis}$$

$$= 415143,968 \text{ kcal/jam} + (0,15 \times 415143,968 \text{ kcal/jam})$$

$$Q_{total} = 477415,5632 \text{ kcal/jam} = 555266,34 \text{ W}$$

$$= 1998938,963 \text{ kJ/jam}$$

$$= 1894654,317 \text{ Btu/jam} = 157,9 \text{ TR} \sim 158 \text{ TR}$$

¹³⁾ Greg. Harjanto, Dasar Teknik Pendingin, hal. 30

II.4. Kebutuhan Udara (cfm)

Data : $T_i = 26 \text{ }^\circ\text{C} = 78,8 \text{ }^\circ\text{F}$; RH = 55 %

$T_o = 32 \text{ }^\circ\text{C} = 89,6 \text{ }^\circ\text{F}$; RH = 77 %

Dari perhitungan beban pendinginan, dapat dikelompokkan menjadi 2 grup :

- *Internal Load* (beban dari dalam ruangan)
- *External Load* (beban dari luar ruangan)

Baik Internal maupun External masing-masing mempunyai kalor sensibel dan kalor laten.

<i>Internal Load</i>	<i>External Load</i>
* Kalor sensibel (<i>Room Sensibel Heat</i>)	*Kalor sensibel (<i>External Sensibel Heat</i>)
RSH = II.3.4.1 + II.3.5	ESH = II.3.2 + II.3.3.1 + II.3.6
= 44850 + 3,348	= 571,8 + 10263,97 + 145673,98
= 44853,348 kkal/jam	= 156509,75 kkal/jam
* Kalor laten (<i>Room Laten Heat</i>)	*Kalor laten (<i>External Laten Heat</i>)
RLH = II.3.4.2	ELH = II.3.3.2 + II.3.7
= 25116 kkal/jam	= 188664,87 kkal/jam

$$RSHF^{14)} = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{44853,348}{44853,348 + 25116} = 0,64$$

$$GSHF^{15)} = \frac{TSH}{TLH + TSH} = \frac{RSH + ESH}{RLH + ELH + RSH + ESH}$$

¹⁴⁾ Carrier, *Air Conditioning Hand Book*, hal. 1-117

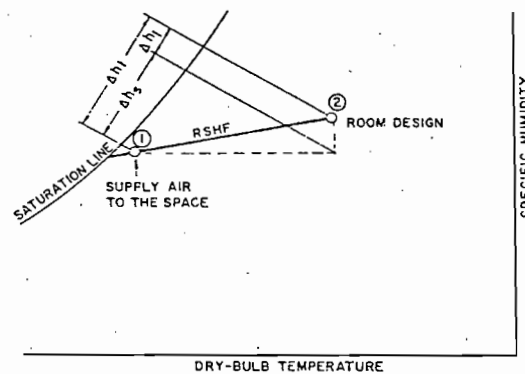
¹⁵⁾ Ibid, hal. 1-117

$$= \frac{44853,348 + 156509,75}{25116 + 188664,87 + 44853,348 + 156509,75} = 0,49$$

RSHF = *Room Sensibel Heat Factor*

GSHF = *Grand Sensibel Heat Factor*

RSHF digambar pada Diagram Psikrometrik seperti bagan di bawah ini.



Gambar 2.6. Garis RSHF yang Diplot pada Diagram Psikrometrik
Sumber : *Carrier Air Conditioning Company*

Dengan : Δh_f = selisih entalpi dari *laten heat*

Δh_s = selisih entalpi dari *sensibel heat*

$$\Delta h_f^{16)} = \frac{TLH}{m} = \frac{RLH + ELH}{m}$$

$$\begin{aligned} \text{Dengan : } m &= \text{laju aliran massa udara}^{17)} = \frac{Q_{total}}{c_p x (T_o - T_i)} \\ &= \frac{1998938,963 \text{ kJ} / \text{jam}}{1,0058 \text{ kJ} / \text{kg}^0 \text{ Cx} (32 - 26)} \\ &= 331235,33 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

$$\Delta h_f = \frac{25116 + 188664,87}{331235,33} = 0,645 \text{ kkal/kg} = 2,7 \text{ kJ/kg} = 1,16 \text{ Btu/lb}$$

¹⁶⁾ W.F. Stoecker, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, hal. 21

¹⁷⁾ *Ibid*, hal.16

$$\Delta h_s = \frac{TSH}{m} = \frac{RSH + ESH}{m} = \frac{44853,348 + 156509,75}{331235,33}$$

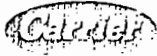
$$= 0,608 \text{ kkal/kg} = 2,55 \text{ kJ/kg} = 1,1 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Kebutuhan udara (cfm)}^{18)} = \frac{RSH}{1,08(T_1 - T_4)}$$

Dengan : RSH dalam Btu/jam = 178003,4

$$\begin{aligned} \text{cfm} &= \frac{178003,4 \text{ Btu/jam}}{1,08(78,8^\circ F - 72,5^\circ F)} \\ &= 26161,6 \text{ cfm} \approx 27000 \text{ cfm} \end{aligned}$$

¹⁸⁾ Carrier, Air Conditioning Hand Book, hal. 1-119

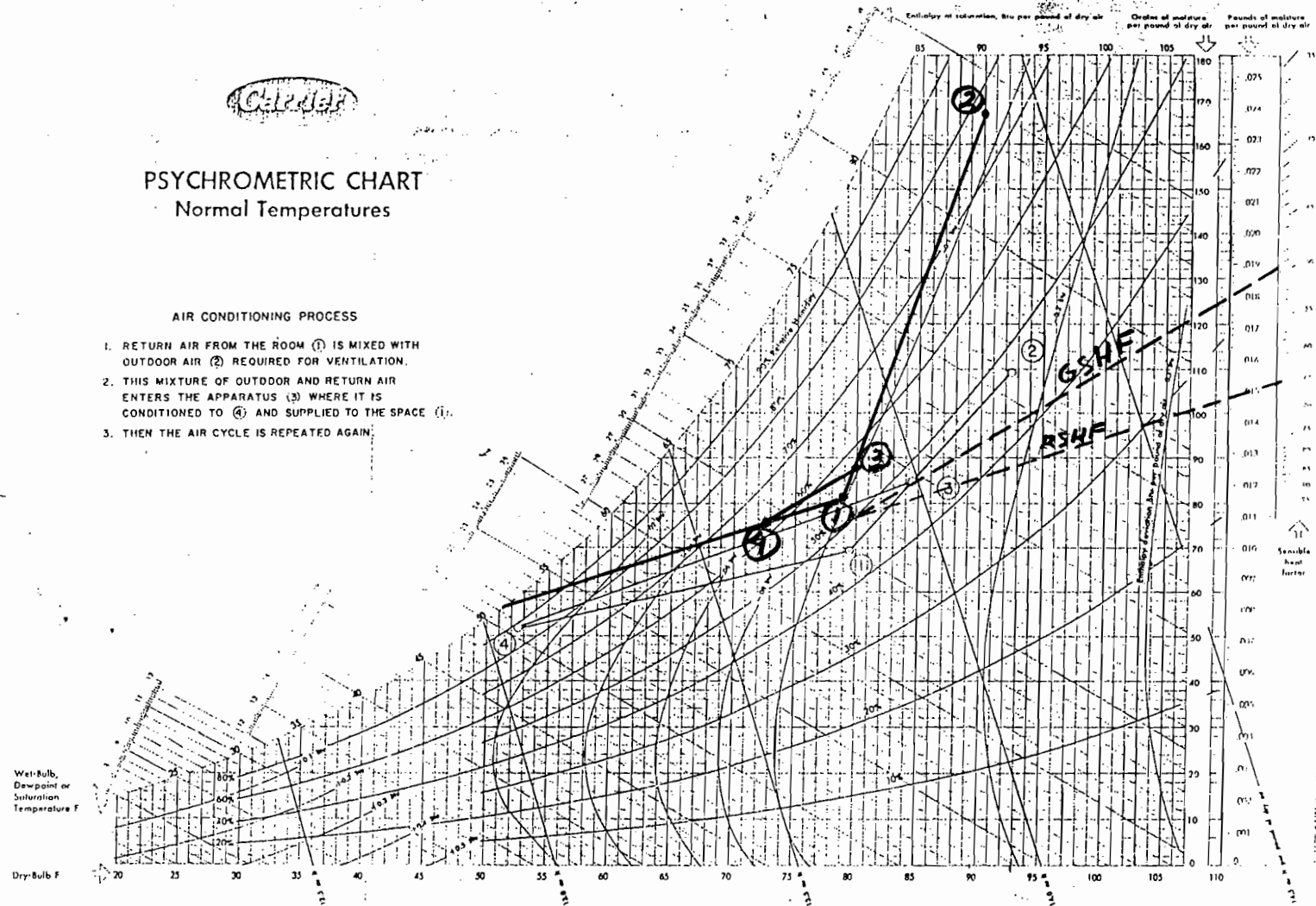


PSYCHROMETRIC CHART

Normal Temperatures

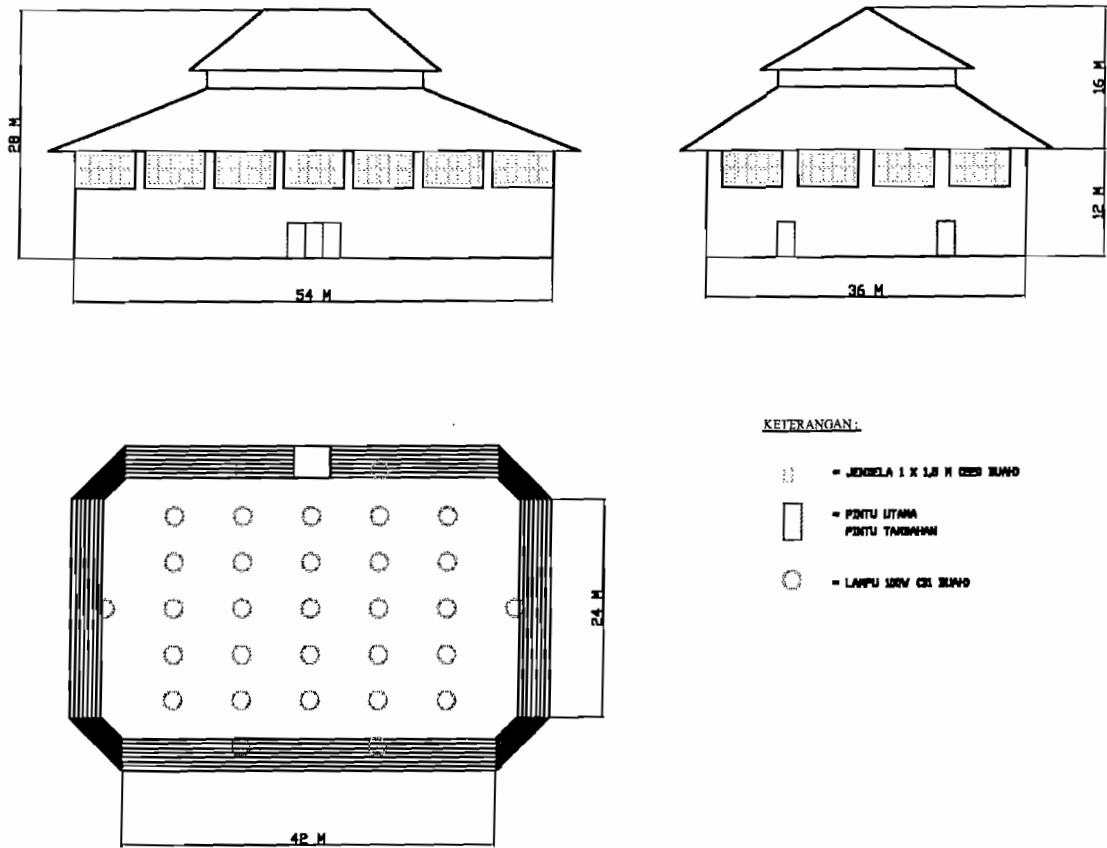
AIR CONDITIONING PROCESS

1. RETURN AIR FROM THE ROOM (1) IS MIXED WITH OUTDOOR AIR (2) REQUIRED FOR VENTILATION.
2. THIS MIXTURE OF OUTDOOR AND RETURN AIR ENTERS THE APPARATUS (3) WHERE IT IS CONDITIONED TO (4) AND SUPPLIED TO THE SPACE (1).
3. THEN THE AIR CYCLE IS REPEATED AGAIN.






Copyright 1947 Carrier Corporation - Copyright 1959 Carrier Corporation - AC447 Printed in U.S.A.

Perancangan AC untuk sport-hall



KEJERANGAN:

-  = JENDELA 1 X 1,5 M (200 BUKU)
-  = PINTU UTAMA
PINTU TAMBAHAN
-  = LAMPU 100W (20 BUKU)

BAB III

PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA

SISTEM REFRIGERASI

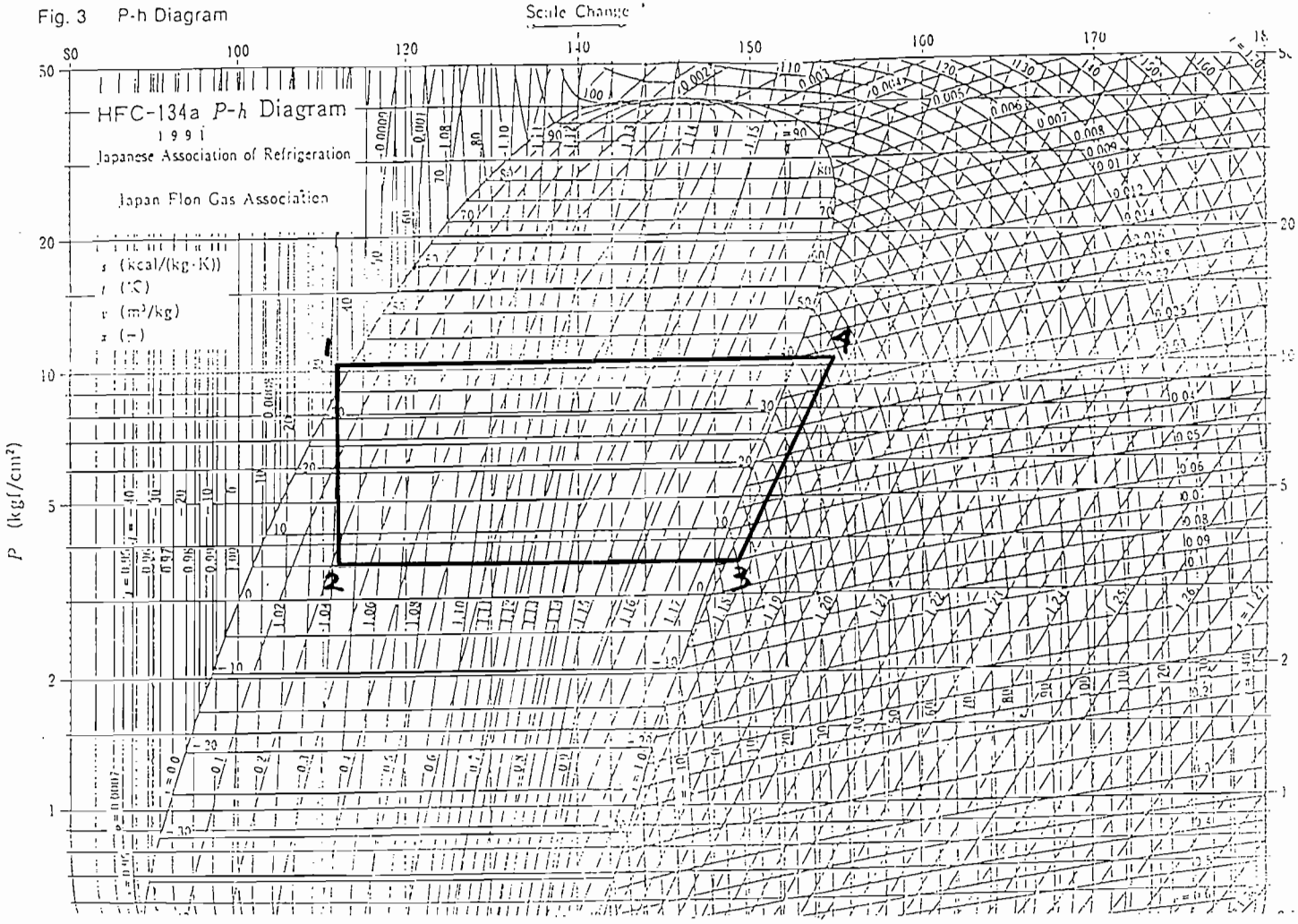
III.1. Pemilihan Refrijeran

Refrijeran yang digunakan dalam perancangan ini adalah HFC-134a karena (lihat tabel 12 dan 13) :

- ❖ Mempunyai tekanan evaporator dan kondensor positif (lebih dari tekanan atmosfer) sehingga mencegah udara masuk dan memudahkan mencari kebocoran.
- ❖ Mempunyai suhu kritis yang cukup jauh dengan suhu kerja kondensor sehingga uap refrijeran mudah diembunkan.
- ❖ Mempunyai titik beku (*freezing point*) jauh di bawah suhu kerja evaporator.
- ❖ Tidak berpotensi merusak ozon.

Dari tabel 13 diperoleh data-data yang diperlukan tentang HFC-134a antara lain :

- Temperatur evaporator : 5° C
- Tekanan evaporator : 3,57 kgf/cm²
- Temperatur kondensor : 40° C
- Tekanan kondensor : 10,4 kgf/cm²
- *Subcooled* : 5° C
- *Superheated* : 5° C



Gambar 3.1. Diagram tekanan-enthalpi (P-h) HFC-134a
Sumber : Dasar-Dasar Pesawat Pendingin, Greg. Harjanto

Dari diagram P-h diperoleh data sebagai berikut :

Titik 1 : tekanan (P_1)	= 10,4 kgf/cm ²
enthalpi (h_1)	= 112 kkal/kg
suhu	= 35 ⁰ C
Titik 2 : tekanan (P_2)	= 3,57 kgf/cm ²
enthalpi (h_2)	= 112 kkal/kg
suhu	= 5 ⁰ C
Titik 3 : tekanan (P_3)	= 3,57 kgf/cm ²
enthalpi (h_3)	= 149 kkal/kg
suhu	= 10 ⁰ C
volume spesifik (v_3)	= 0,06 m ³ /kg
Titik 4 : tekanan (P_4)	= 10,4 kgf/cm ²
enthalpi (h_4)	= 155 kkal/kg
suhu	= 48 ⁰ C

Efek pendinginan (RE) : ¹⁹⁾

$$\begin{aligned}
 RE &= h_3 - h_2 \\
 &= 149 \text{ kkal/kg} - 112 \text{ kkal/kg} \\
 &= 37 \text{ kkal/kg}
 \end{aligned}$$

Jumlah sirkulasi refrijeran (W) : ²⁰⁾

$$W = \frac{Q}{RE}$$

¹⁹⁾ Greg. Harjanto, Dasar Teknik Pendingin, hal. 11

²⁰⁾ Ibid, hal. 10

$$= \frac{477415,5632 \text{ kkal} / \text{jam}}{37 \text{ kkal} / \text{kg}}$$

$$= 12903,12 \text{ kg/jam} = 3,58 \text{ kg/det}$$

Daya kompresor (N) : ²¹⁾

$$N = (h_4 - h_3) \times W$$

$$= (155 \text{ kkal/kg} - 149 \text{ kkal/kg}) \times 12903,12 \text{ kg/jam}$$

$$= 77418,72 \text{ kkal/jam}$$

$$= 90 \text{ kW}$$

$$= 120,7 \text{ hp}$$

Koefisien prestasi (COP) : ²²⁾

$$\text{COP} = \frac{h_3 - h_1}{h_4 - h_3}$$

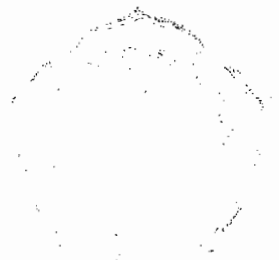
$$= \frac{149 \text{ kkal} / \text{kg} - 112 \text{ kkal} / \text{kg}}{155 \text{ kkal} / \text{kg} - 149 \text{ kkal} / \text{kg}}$$

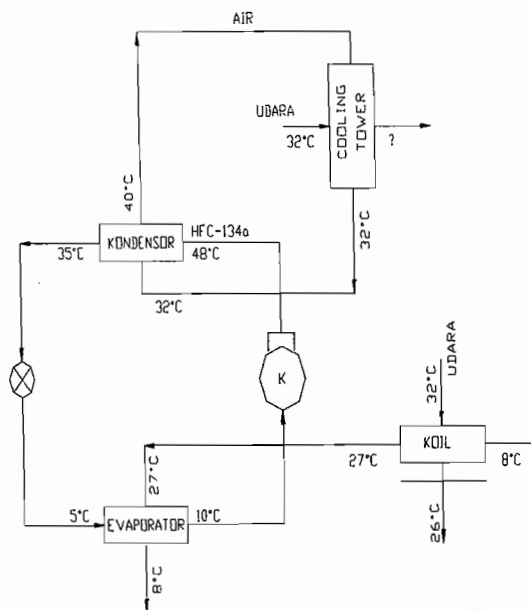
$$= 6,17$$

Sistem penyegaran ruangan ini menggunakan sistem *water chiller-plant*, dimana refrijeran mendinginkan air yang akan dipakai untuk mendinginkan udara ruangan. Skema sederhananya adalah seperti gambar berikut ini.

²¹⁾ Ibid

²²⁾ Ibid, hal. 11





III.2. Pemilihan dan Perancangan Evaporator

III.2.1. Pemilihan Evaporator

Evaporator yang akan digunakan dalam perancangan ini adalah jenis ekspansi kering dimana cairan refrijeran yang masuk ke evaporator sudah berada dalam keadaan campuran cair dan uap sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan uap kering. Ciri-ciri evaporator jenis ini antara lain :

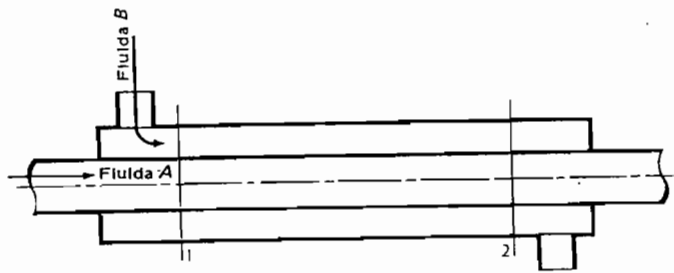
- Tidak memerlukan refrijeran dalam jumlah yang besar
- Perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar
- Jumlah minyak pelumas yang tertinggal di dalam evaporator sangat kecil

Disamping itu dipilih evaporator dengan bentuk konstruksi tabung dan pipa (*shell and tube*) karena mempunyai kapasitas refrijerasi yang besar. Adapun bahan pipa yang digunakan terbuat dari tembaga, dengan alasan :

- Mempunyai konduktivitas termal tinggi

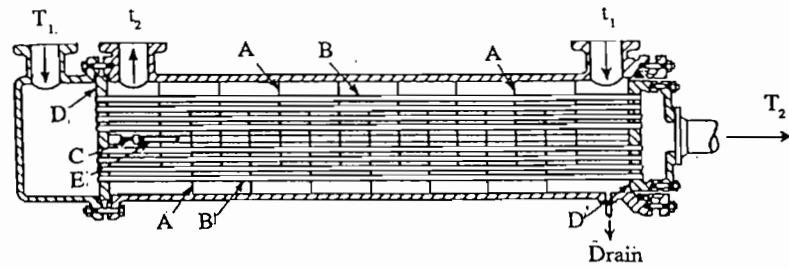
- Tahan terhadap korosi
- Mudah dibentuk dan dikerjakan, tetapi relatif mahal

Fluida yang akan didinginkan oleh evaporator adalah air. Skema sederhana dari sebuah evaporator seperti ditunjukkan dalam gambar berikut.



Gambar 3.2. Skema Sederhana Evaporator
Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman

Dalam perancangan ini, fluida yang mengalir di dalam pipa (fluida A) adalah air sedangkan fluida yang mengalir di luar pipa (fluida B) adalah refrijeran HFC-134a dengan alasan bila refrijeran dialirkan melalui pipa akan terjadi penurunan tekanan yang besar karena pipanya dibuat berkelok-kelok dan hal ini tidak dikehendaki. Gambar 3.3 menunjukkan secara lengkap konstruksi evaporator. Arah aliran refrijeran dibuat berlawanan dengan arah aliran air untuk mendapatkan perpindahan panas maksimal.



T_1 = suhu refrijeran masuk evaporator

T_2 = suhu refrijeran keluar evaporator

t_1 = suhu udara masuk evaporator

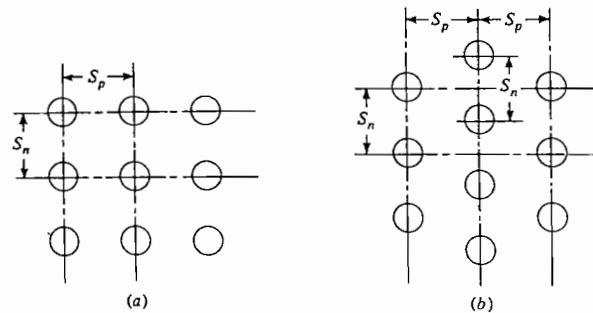
t_2 = suhu udara keluar evaporator

Gambar 3.3. Evaporator dengan Arah Aliran Berlawanan, 1-1 pass

A-sekat (*baffle*), B-pipa (*tubes*), C-tie-rods, D & D'-pelat pipa (*tube sheets*), E-pemisah pipa (*spacer*)

Sumber : Alat Penukar Kalor, M. Sitompul

Adapun susunan dari pipa-pipa (*tubes*) adalah sebagai berikut :



Gambar 3.4. Susunan Pipa

a) baris segaris , b) baris selang-seling

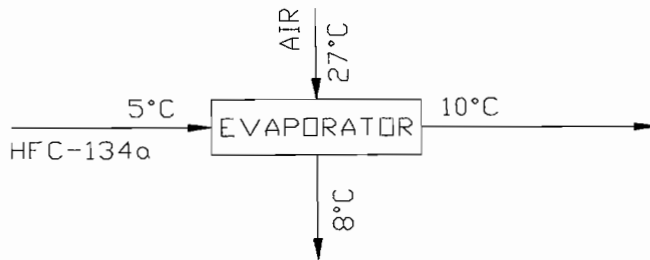
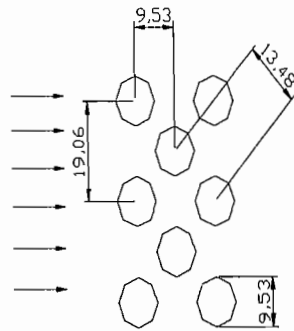
Sumber : Perpindahan Kalor, J.P Holman

Dalam gambar 3.3 tersebut ada 1-1 pass, maksudnya aliran di dalam *shell* (tabung) 1 pass dan aliran pada sisi *tube* (pipa) 1 pass. Sedangkan yang dimaksudkan *pass-shell* adalah lintasan yang dilakukan oleh fluida sejak masuk melalui saluran masuk (*inlet nozzle*), melewati bagian dalam *shell* dan

mengelilingi *tube*, keluar melalui saluran buang (*outlet nozzle*). Bila lintasan itu dilakukan 1 kali maka disebut 1 *pass-shell*.

III.2.2. Perancangan Evaporator

Data	: HFC-134a	: suhu masuk (T_{c_1})	= 5° C
		suhu keluar (T_{c_2})	= 10° C
		kecepatan (U_c)	= 0,5 m/s (asumsi)
Air		: suhu masuk (T_{h_1})	= 27° C
		suhu keluar (T_{h_2})	= 8° C
		kecepatan (U_h)	= 0,5 m/s (asumsi)
Bahan pipa			= tembaga ($k = 386$ W/m ⁰ C)
Panjang pipa (L)			= maksimal 2m
Dari tabel 14 :			
Diameter luar pipa (d_o)			= 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3}$ m
Diameter dalam pipa (d_i)			= 7,75 mm = $7,75 \times 10^{-3}$ m
Pitch			= 13,48 = $13,48 \times 10^{-3}$ m



Laju aliran massa (\dot{m}) :

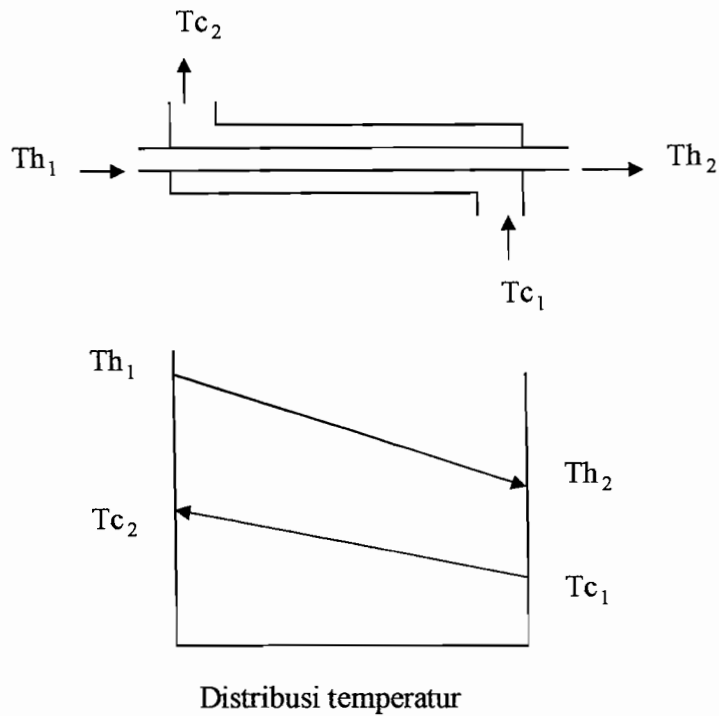
$$\text{Sisi air : } \dot{m}_h = \frac{Q}{Cp_{air} \cdot \Delta Th} = \frac{1998938,963 \text{ kJ / jam}}{4,184 \text{ kJ / kg}^{\circ} \text{Cx}(27^{\circ} - 8^{\circ})} = 25145,15 \text{ kg/jam}$$

$$\text{Sisi refrigeran : } \dot{m}_c = W = 12903,12 \text{ kg/jam}$$

dengan : Q = panas yang diserap evaporator = beban pendinginan total

W = jumlah sirkulasi refrigeran

Mula-mula diasumsikan 1 lintasan pipa seperti berikut :



$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad 23) \\ &= \frac{(Th_1 - Tc_2) - (Th_2 - Tc_1)}{\ln\left(\frac{Th_1 - Tc_2}{Th_2 - Tc_1}\right)} \\ &= \frac{(27 - 10) - (8 - 5)}{\ln\left(\frac{27 - 10}{8 - 5}\right)} = \frac{14}{\ln 5,7} = 8,04^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_o)

Sifat-sifat HFC-134a pada suhu limbak ²⁴⁾: $T_b = \frac{Tc_1 + Tc_2}{2} = 7,5^\circ \text{ C}$

²³⁾ M. Sitompul, Alat Penukar Kalor, hal. 179

$$\rho = 1372,88 \text{ kg/m}^3 \quad \nu = 0,206 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,073 \text{ W/m}^0 \text{ C} \quad \text{Pr} = 3,65 \quad \text{Cp} = 0,9458 \text{ kJ/kg}^0 \text{ C}$$

Dipilih susunan pipa selang-seling seperti pada gambar 3.4b maka :

$$S_n = 19,06 \text{ mm}$$

$$S_p = 0,5 S_n = 9,53 \text{ mm}$$

$$\frac{S_n}{d_o} = 2 \quad ; \quad \frac{S_p}{d_o} = 1$$

Dari Daftar 3.1 diperoleh : $C = 0,495$

$$n = 0,571$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan maksimum aliran fluida : } U_m &= \frac{U_c x S_n}{S_n - d_o} \quad 25) \\ &= \frac{(0,5 \text{ m/s}) x (19,06 x 10^{-3} \text{ m})}{(19,06 x 10^{-3} \text{ m}) - (9,53 x 10^{-3} \text{ m})} \\ &= 1 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{U_m \cdot d_o}{\nu} \quad 26) \\ &= \frac{(1 \text{ m/s})(9,53 x 10^{-3} \text{ m})}{0,206 x 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 46262,14 \text{ \{aliran turbulen : Re} > 2300\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{h_o \cdot d_o}{k} = C \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad 27) \\ &= (0,495)(46262,14)^{0,571} (3,65)^{1/3} = 351,5 \end{aligned}$$

24) J.P. Holman, Perpindahan Kalor, hal. 230

25) Ibid, hal. 278

26) Ibid, hal. 194

27) Ibid, hal. 268

$$h_o = \frac{k.Nu}{d_o} = \frac{(0,073W/m^{\circ}C)x(351,5)}{9,53x10^{-3}m} = 2692,5 W/m^2 C$$

Daftar 3.1 Korelasi untuk Perpindahan Kalor dalam Rangkaian Pipa > 10 Baris
Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman

$\frac{S_p}{d}$	$\frac{S_s}{d}$							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
<i>Segaris</i>								
1,25	0,386	0,592	0,305	0,608	0,111	0,704	0,0703	0,752
1,5	0,407	0,586	0,278	0,620	0,112	0,702	0,0753	0,744
2,0	0,464	0,570	0,332	0,602	0,254	0,632	0,220	0,648
3,0	0,322	0,601	0,396	0,584	0,415	0,581	0,317	0,608
<i>Selang-seling</i>								
0,6	—	—	—	—	—	—	0,236	0,636
0,9	—	—	—	—	0,495	0,571	0,445	0,581
1,0	—	—	0,552	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,531	0,565	0,575	0,560
1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568
2,0	0,448	0,572	0,462	0,568	0,535	0,556	0,498	0,570
3,0	0,344	0,592	0,395	0,580	0,488	0,562	0,467	0,574

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_i)

Sifat-sifat air pada suhu limbak : $T_b = \frac{Th_1 + Th_2}{2} = 17,5^{\circ}C$

$$k = 0,598 W/m^{\circ}C \quad \mu = 1,07 \times 10^{-3} kg/m.s$$

$$\rho = 998,2 kg/m^3 \quad Pr = 7,5 \quad C_p = 4,184 kJ/kg^{\circ}C$$

$$Re = \frac{\rho.Uh.d_i}{\mu} \quad 28) = \frac{(998,2kg/m^3)x(0,5m/s)x(7,75x10^{-3}m)}{1,07x10^{-3}kg/m.s}$$

$$= 3614,98 \text{ (aliran turbulen)}$$

$$Nu = 0,023 . Re^{0,8} . Pr^{0,4} \quad 29)$$

28) Ibid, hal. 253

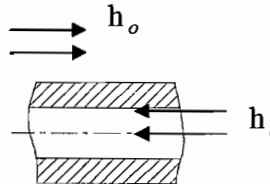
29) Ibid, hal. 252

$$= (0,023) \cdot (3614,98)^{0,8} \cdot (7,5)^{0,3}$$

$$= 29,56$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i} = \frac{29,56 \times 0,598 \text{ W/m}^0\text{C}}{7,75 \times 10^{-3} \text{ m}} = 2280,9 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U), jumlah pipa (Np) dan jumlah lintasan pipa (pass-tube)



$$\frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

$$\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L}$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta Tm \quad ^{30)}$$

$$r_o = 0,5 d_o = 4,765 \times 10^{-3} \text{ m} \quad r_i = 0,5 d_i = 3,875 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_o = 2\pi \cdot r_o \cdot L = 0,06 \text{ m}^2 \quad A_i = 2\pi \cdot r_i \cdot L = 0,05 \text{ m}^2$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad ^{31)}$$

³⁰⁾ Ibid, hal. 481

$$= \frac{1}{\frac{1}{2280,9} + \frac{0,05 \cdot \ln\left(\frac{4,765 \times 10^{-3}}{3,875 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi \times 386 \times 2} + \frac{0,05}{0,06} \frac{1}{2692,5}}$$

$$= \frac{1}{(4,38 \times 10^{-4}) + (2,13 \times 10^{-6}) + (3,1 \times 10^{-4})} = \frac{1}{7,51 \times 10^{-4}}$$

$$= 1331,56 \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

$$A = \frac{Q}{U_i \cdot \Delta T_m} = \frac{555266,34}{1331,56 \times 8,04} = 51,87 \text{ m}^2$$

Luas aliran total : ³²⁾

$$A_{at} = \frac{\dot{m}_h}{\rho U h}$$

$$\text{Dengan : } \dot{m}_h = \frac{Q}{C_{p_{air}} \cdot \Delta T_h} = \frac{1998938,963 \text{ kJ / jam}}{4,184 \text{ kJ / kg}^0 \text{ Cx}(27^0 - 8^0)} = 25145,15 \text{ kg/jam}$$

$$A_{at} = \frac{25145,15}{998,2 \times 0,5 \times 3600} = 0,014 \text{ m}^2$$

$$\text{Jumlah pipa } ^{33)}: N_p = \frac{A_{at} \times 4}{\pi \cdot d_i^2} = \frac{0,014 \times 4}{\pi \cdot (7,75 \times 10^{-3})^2} = 296,8 \sim 297$$

Bila dibuat 1 lintasan pipa : ³⁴⁾

$$L = \frac{A}{N_p \cdot \pi \cdot d_i} = \frac{51,87}{297 \times \pi \times 7,75 \times 10^{-3}} = 7,2 \text{ m}$$

(panjang L ini tidak memenuhi syarat (2 m), maka dibuat lebih dari 1 lintasan)

4 lintasan pipa :

³¹⁾ Ibid, hal. 482

³²⁾ Ibid, hal. 496

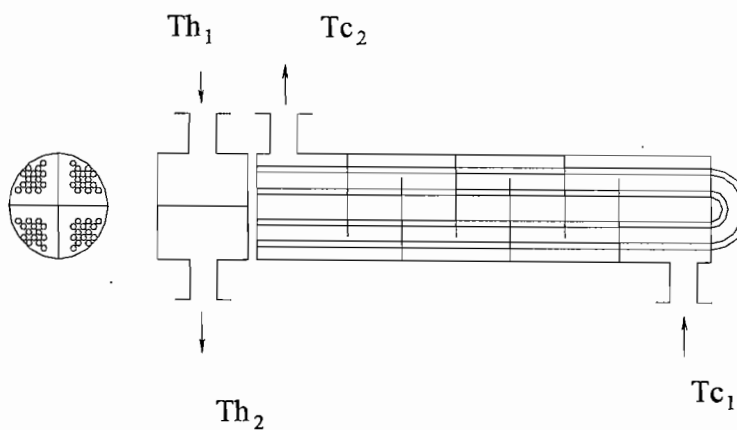
³³⁾ Ibid

³⁴⁾ Ibid

$$L = \frac{A}{4 \cdot N_p \cdot \pi \cdot d_i} = \frac{51,87}{4 \cdot \pi \cdot 297 \cdot 7,75 \times 10^{-3}} = 1,8 \text{ m}$$

Dari perhitungan di atas, didapat hasil sebagai berikut :

Jenis evaporator	: <i>shell and tube</i>
Diameter luar pipa (d_o)	: 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3}$ m
Diameter dalam pipa (d_i)	: 7,75 mm = 0,025 ft = $7,75 \times 10^{-3}$ m
Panjang pipa (L)	: 1,8 m = 5,9 ft
Pitch	: 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m
Jumlah pipa (N_p)	: 297
Jumlah lintasan pipa (n)	: 4 <i>pass</i>



Perhitungan penurunan tekanan (*pressure drop*)**a) Perhitungan pada sisi *shell*** ³⁵⁾

$$\Delta p = \frac{2f'G^2N}{\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14}$$

Dengan : N = jumlah baris melintang = $\frac{L}{B} = \frac{1800}{180} = 10$

B = jarak sekat (*baffle*)

μ_w = viskositas refrijeran pada suhu 7,5⁰ C

= centipoises (tabel 15) x 2,42

= 2,2 x 2,42 = 5,324 lb/ft.jam

μ_b = viskositas refrijeran pada suhu 21⁰ C

= centipoises x 2,42

= 1,9 x 2,42 = 4,114 lb/ft.jam

$$\left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} = 1,02$$

ρ = densitas pada suhu 7,5⁰ C = 1372,88 kg/m³

G = kecepatan massa pada luas bidang aliran minimum ³⁶⁾

$$= \frac{W}{As}$$

dengan : W = jumlah sirkulasi refrijeran

= 12903,12 kg/jam

³⁵⁾ Ibid, hal. 276

³⁶⁾ M. Sitompul, Alat Penukar Kalor, hal. 208

$$A_s = \text{luas aliran}^{37)}$$

$$= \frac{d_i \times C' \times B}{\text{pitch}}$$

dengan : B = jarak antar sekat = 180 mm

C' = daerah bebas antar tube

$$= \text{pitch} - d_o$$

$$= 13,48 \text{ mm} - 9,53 \text{ mm}$$

$$= 3,95 \text{ mm}$$

$$A_s = \frac{(7,75 \text{ mm})(3,95 \text{ mm})(180 \text{ mm})}{13,48 \text{ mm}}$$

$$= 408,77 \text{ mm}^2 = 408,77 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$G = \frac{12903,12 \text{ kg/jam}}{408,77 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 31565721,6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{jam}$$

$$= 8768,26 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_n - d_o}{d_o} \right)^{1,08}} \right\} \text{Re}^{-0,16} \quad 38)$$

$$= 0,066$$

$$\Delta p = \frac{2 \times 0,066 \times (8768,26)^2 \times 10}{1372,88} \times 1,03 = 76138,7 \text{ Pa}$$

$$= 0,75 \text{ atm} = 11,04 \text{ psi}$$

$$= 0,776 \text{ kg/cm}^2$$

³⁷⁾ Ibid

³⁸⁾ J.P. Holman, Perpindahan Kalor, hal. 276

b) Perhitungan pada sisi pipa (tube) ³⁹⁾

$$\Delta P = f \frac{L_{total}}{d_i} \rho \frac{U_h^2}{2g}$$

Dengan : $L_{total} = L \times \text{jumlah pass (n)}$

$$= 1,8 \times 4 = 7,2 \text{ m}$$

f = faktor gesek dalam pipa (Grafik 1) = 0,1

ρ = 998,2 kg/m³

U_h = 0,5 m/s

g = 9,81 m/s²

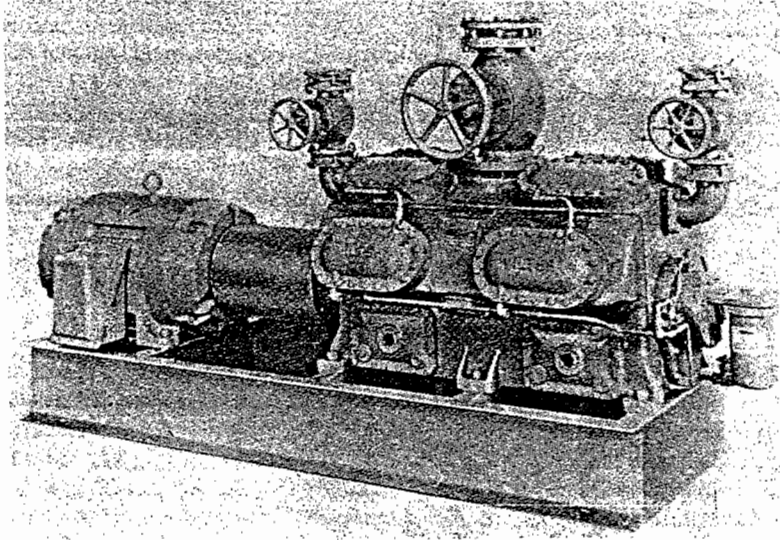
$$\Delta P = 0,1 \frac{7,2}{7,75 \times 10^{-3}} 998,2 \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} = 1181,65 \text{ kg/m}^2 = 0,12 \text{ kg/cm}^2$$

III.3. Pemilihan dan Perancangan Kompresor Torak**III.3.1. Pemilihan Kompresor Torak**

Kuda beban bagi industri refrigerasi adalah kompresor torak (*reciprocating compressor*) yang mempunyai daerah kerja dari beberapa puluh watt hingga ratusan kilo watt kapasitas refrigerasi. Untuk menaikkan kapasitas, diperlukan kecepatan putar yang tinggi. Namun, pada kompresor torak yang konvensional kecepatan putar tersebut ada batasnya. Hal itu disebabkan karena terbatasnya kekuatan material dan terjadinya getaran yang disebabkan oleh bagian mesin yang bergerak bolak-balik. Kecepatan putar kompresor berkisar antara 900 – 1800 rpm dan untuk memperoleh kapasitas yang lebih besar, dipakai kompresor bersilinder

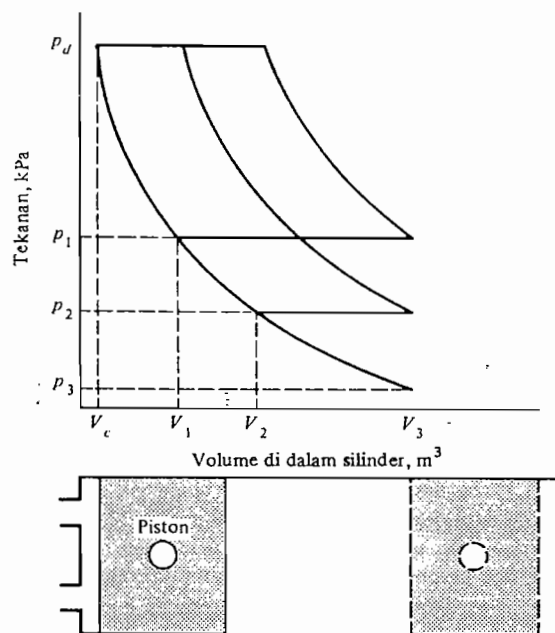
³⁹⁾ Ibid, hal. 257

banyak. Gambar 3.5 menunjukkan kompresor dengan 16 silinder, 2 silinder dalam setiap kepala (*head*).



Gambar 3.5. Kompresor Torak Dengan 16 Silinder
Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker

Efisiensi volumetrik adalah dasar untuk memperkirakan prestasi dari kompresor torak. Ada 2 macam efisiensi volumetrik, yaitu efisiensi nyata dan efisiensi ruang sisa (*clearance*). Efisiensi volumetrik nyata adalah perbandingan antara laju alir volume yang memasuki kompresor dengan laju volume langkah kompresor. Sedangkan efisiensi volumetrik ruang sisa (*clearance volumetric efficiency*) ditentukan oleh ekspansi kembali gas yang terkurung di dalam ruang sisa seperti terlihat dalam gambar berikut.



Gambar 3.6. Diagram Tekanan – Volume Kompresor Ideal
 Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker

Volume maksimum di dalam silinder terjadi bila piston berada pada ujung langkahnya (V_3). Volume minimum atau volume ruang sisa (V_c) terjadi bila piston berada pada ujung langkah yang lain dengan tekanan buang P_d . Pada keadaan awal (dengan tekanan P_1), gas yang terkurung di dalam ruang sisa harus berekspansi terlebih dahulu menjadi volume V_1 sebelum tekanan di dalam silinder cukup rendah agar katup hisap membuka dan menarik gas lebih banyak. Volume gas yang dihisap ke dalam silinder adalah sebesar $V_3 - V_1$ dan efisiensi volumetrik ruang sisa adalah $(V_3 - V_1) / (V_3 - V_c)$. Jika tekanan hisap adalah P_2 , porsi yang diambil oleh langkah piston turun menjadi $V_3 - V_2$ sehingga efisiensi volumetrik ruang sisanya adalah $(V_3 - V_2)$

III.3.2. Perancangan Kompresor Torak

Data-data :

Tekanan masuk : $P_s = P_3 = 3,57 \text{ kg/cm}^2$

Tekanan keluar : $P_d = P_4 = 10,4 \text{ kg/cm}^2$

Suhu masuk : $t_s = t_3 = 10^\circ \text{ C} \rightarrow T_s = 283^\circ \text{ K}$

Suhu keluar : $t_d = t_4 = 48^\circ \text{ C} \rightarrow T_d = 321^\circ \text{ K}$

Daya kompresor : $N = 90 \text{ kW}$

Single acting compressor

Menentukan indeks polytropis (n) ⁴⁰⁾

$$\frac{T_s}{T_d} = \left(\frac{P_s}{P_d} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\frac{283}{321} = \left(\frac{3,57}{10,4} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$0,882 = 0,3433^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\log 0,882}{\log 0,3433} = 0,117$$

$$n - 1 = 0,117 n$$

$$n - 0,117 n = 1$$

$$0,883 n = 1$$

$$n = 1,13$$

⁴⁰⁾ Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, hal. 193

Diameter silinder (D) dan panjang langkah torak (L) ⁴¹⁾

Kapasitas kompresor : $V = W \times v_3$

dengan : $W =$ jumlah sirkulasi refrigeran

$$= 12903,12 \text{ kg/jam}$$

$v_3 =$ volume spesifik refrigeran masuk

$$= 0,06 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V = 12903,12 \times 0,06 = 774,2 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times z \times n \times 60$$

dengan : $z =$ jumlah silinder

$$n = \text{putaran poros kompresor} = 1500 \text{ rpm} \text{ }^{42)}$$

$$\delta = \frac{L}{D} \quad \text{dengan : } \delta = \text{faktor rasio} \approx 0,8 \text{ }^{43)}$$

$$L = 0,8 D$$

$$\text{Bila } z = 1, \text{ maka : } V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times 0,8D \times z \times n \times 60$$

$$774,2 = \frac{\pi}{4} \times 0,8D^3 \times 1 \times 1500 \times 60$$

$$774,2 = 56548,67 D^3$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{774,2}{56548,67}} = 0,239 \text{ m}$$

$$L = 0,8 D = 0,1914 \text{ m}$$

⁴¹⁾ Wiranto A & Heizo Saito, *Penyegaran Udara*, hal. 133

⁴²⁾ Ibid, hal. 128

⁴³⁾ Vladimir Chlumsky, *Reciprocating and Rotary Compressor*, hal. 85

Untuk memperkecil ukuran D dan L maka dipilih $z = 8$

$$V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times 0,8D \times z \times n \times 60$$

$$774,2 = \frac{\pi}{4} \times 0,8D^3 \times 8 \times 1500 \times 60$$

$$774,2 = 452389,34 D^3$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{774,2}{452389,34}} = 0,1196 \text{ m}$$

$$L = 0,8 D$$

$$= 0,0957 \text{ m}$$

Kecepatan rata-rata piston (Cm) ⁴⁴⁾

$$Cm = \frac{L \times n}{30} \quad \text{dengan : } n = \text{putaran poros kompresor} = 1500 \text{ rpm}$$

$$= \frac{0,0957 \times 1500}{30}$$

$$= 4,785 \text{ m/s}$$

Efisiensi volumetris (η_v) ⁴⁵⁾

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left\{ \left[\frac{Pd}{Ps} \right]^{\frac{1}{n}} - 1 \right\} \quad \text{dengan : } \varepsilon = \text{volume sisa (clearance) relatif} \approx 12 \% \text{ } ^{46)}$$

$$n = \text{indeks polytropis} = 1,13$$

$$\eta_v = 1 - 0,12 \left\{ \left[\frac{10,4}{3,57} \right]^{\frac{1}{1,13}} - 1 \right\}$$

$$= 0,81$$

⁴⁴⁾ Ibid

⁴⁵⁾ Sularso & Haruo Tahara, Pompa dan Kompresor, hal. 189

⁴⁶⁾ Vladimir Chlumsky, Reciprocating and Rotary Compressor, hal. 57

$$= 81 \%$$

Efisiensi volumetris keseluruhan (η_{vo})

η_{vo} biasanya 4 – 6 % lebih rendah dari η_v ⁴⁷⁾

$$\eta_{vo} = \eta_v - 5 \% \eta_v$$

$$= 81 - (0,05 \times 81)$$

$$= 77 \%$$

Daya motor penggerak (N_{motor}) ⁴⁸⁾

$$N_{motor} = 1,15 \frac{N}{\eta_{vo}} = 1,15 \frac{90}{0,77} = 134,42 \text{ kW}$$

Diameter torak (D_t)

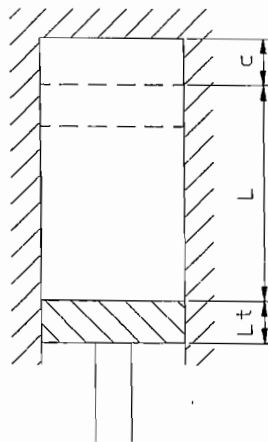
$$D_t = D - 0,0035 D = 0,1196 - (0,0035 \times 0,1196) = 0,1192 \text{ m}$$

Panjang torak (L_t)

$$L_t = 1 D_t$$

$$= 0,1192 \text{ m}$$

Panjang silinder (L_s)



⁴⁷⁾ Ibid, hal. 63

⁴⁸⁾ Ibid, hal. 95

$$L_s = c + L + L_t$$

dengan : $c = \text{clearance}$

$$= 0,005 L + 0,5 \text{ mm}$$

$$= (0,005 \times 95,7 \text{ mm}) + 0,5 \text{ mm}$$

$$= 0,9785 \text{ mm}$$

$$L_s = 0,9785 + 95,7 + 119,2$$

$$= 215,88 \text{ mm}$$

Diameter pena torak (D_{pt}) ⁴⁹⁾

$$D_{pt} = 0,35 D_t$$

$$= 0,35 \times 119,2 \text{ mm}$$

$$= 41,72 \text{ mm}$$

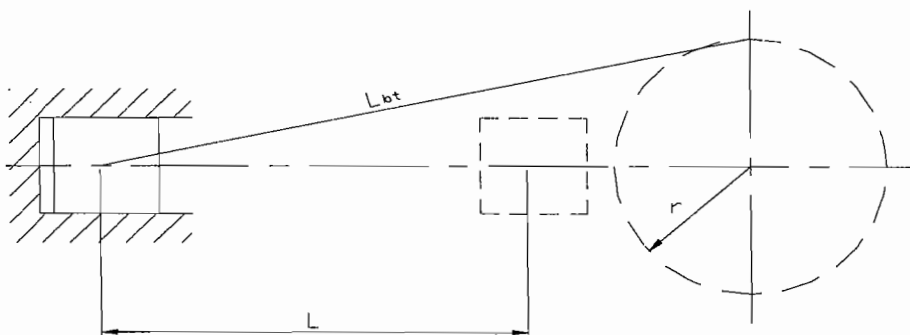
Panjang pena torak (L_{pt})

$$L_{pt} = 0,85 D_t$$

$$= 0,85 \times 119,2 \text{ mm} = 101,32 \text{ mm}$$

Panjang batang torak (L_{bt}) ⁵⁰⁾

Perhatikan gambar berikut.



⁴⁹⁾ Khovakh . M, Motor Vehicle Engine, hal. 349

⁵⁰⁾ Vladimir Chlumsky, Reciprocating and Rotary Compressor, hal. 193

dengan : r = jari-jari engkol

L = panjang langkah torak = $2 r$

$$\text{sehingga : } r = \frac{L}{2} = \frac{95,7 \text{ mm}}{2} = 47,85 \text{ mm}$$

maka : $L_{bt} = 5 r$

$$= 5 \times 47,85$$

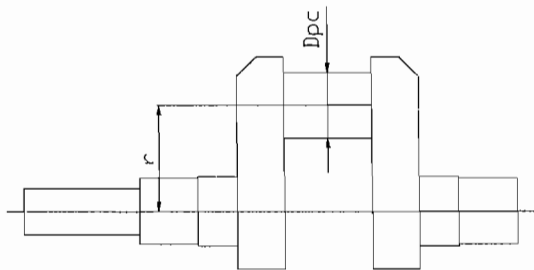
$$= 239,25 \text{ mm}$$

Diameter pena engkol (D_{pc}) ⁵¹⁾

$$D_{pc} = 0,67 D_t$$

$$= 0,67 \times 119,2 \text{ mm}$$

$$= 79,86 \text{ mm}$$



III.4. Pemilihan dan Perancangan Kondensor

III.4.1. Pemilihan Kondensor

Dalam perancangan ini dipilih kondensor berpendingin air berbentuk tabung dan pipa (*shell and tube*). Sama seperti pada evaporator, fluida yang

⁵¹⁾ Khovakh . M, Motor Vehicle Engine, hal. 469

mengalir di dalam pipa (berfungsi mendinginkan kondensor) adalah air sedangkan fluida yang mengalir di luar pipa adalah refrijeran HFC-134a.

Komponen	Refrigeran	Fluida
Kondensor	Di dalam pipa	Gas di luar Cairan di luar ⁺
	Di luar pipa	Gas di dalam ⁺ Cairan di dalam
Evaporator	Di dalam pipa	Gas di luar ⁺ Cairan di luar
	Di luar pipa	Gas di dalam ⁺ Cairan di dalam

⁺Jarang digunakan.

Gambar 3.7. Pemilihan Refrijeran dan Fluida yang Mengalir dalam Evaporator dan Kondensor

Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, W.F Stoecker

Dipilih air sebagai media pendingin kondensor karena mempunyai koefisien perpindahan kalor yang lebih tinggi dari udara (konduktivitas thermal (k) air lebih tinggi dari udara pada suhu yang sama). Arah aliran air dengan refrijeran dibuat berlawanan arah serta menggunakan susunan pipa selang-seling seperti pada evaporator.

III.4.2. Perancangan Kondensor

Data : HFC-134a : suhu masuk (Th_1) = 48^0 C

suhu keluar (Th_2) = 35^0 C

kecepatan (Uh) = 0,5 m/s (asumsi)

Air : suhu masuk (Tc_1) = 32^0 C

suhu keluar (Tc_2) = 40^0 C

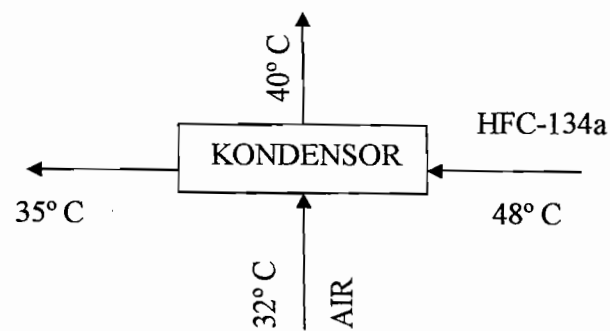
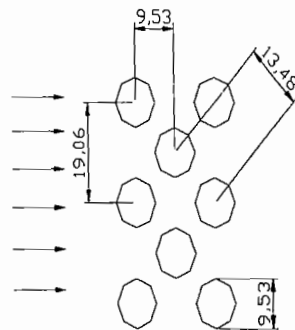
Panjang pipa (L) = maksimal 2m

Dari tabel 14 :

Diameter luar pipa (d_o) = 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3}$ m

Diameter dalam pipa (d_i) = 7,75 mm = $7,75 \times 10^{-3}$ m

Pitch = 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m



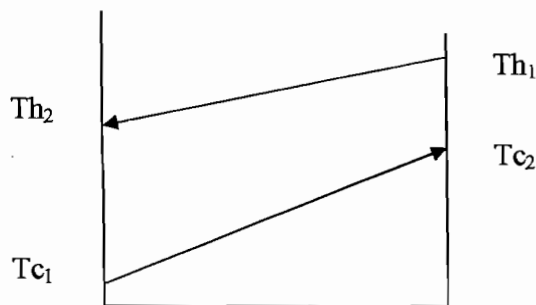
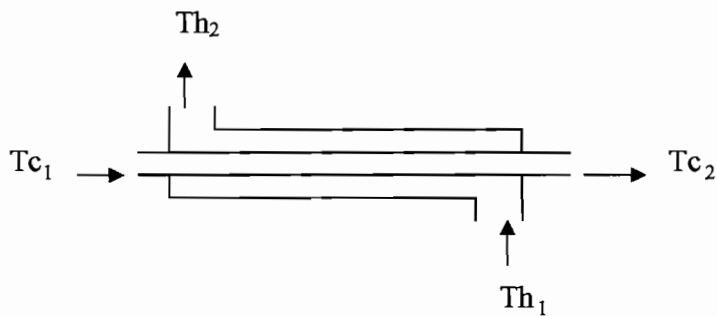
Laju aliran massa (\dot{m}):

$$\text{Sisi air : } \dot{m}_c = \frac{Q}{Cp_{\text{air}} \cdot \Delta T_c} = \frac{1998938,963 \text{ kJ / jam}}{4,174 \text{ kJ / kg}^\circ \text{Cx}(40^\circ - 32^\circ)} = 59862,8 \text{ kg/jam}$$

$$\text{Sisi refrigeran : } \dot{m}_h = W = \frac{Q}{h_4 - h_1} = \frac{477415,5632 \text{ kkal / jam}}{(155 - 112) \text{ kkal / kg}} = 11102,69 \text{ kg/jam}$$

dengan : Q = panas yang dilepaskan kondensor = panas yang diserap evaporator = beban pendinginan total

Mula-mula diasumsikan 1 lintasan pipa seperti berikut :



Distribusi temperatur

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}}\right)}$$



$$= \frac{(Th_2 - Tc_1) - (Th_1 - Tc_2)}{\ln\left(\frac{Th_2 - Tc_1}{Th_1 - Tc_2}\right)}$$

$$= \frac{(35 - 32) - (48 - 40)}{\ln\left(\frac{35 - 32}{48 - 40}\right)} = \frac{-5}{-0,981} = 5,1^{\circ} \text{ C}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_o)

Sifat-sifat HFC-134a pada suhu limbak : $T_b = \frac{Th_1 + Th_2}{2} = 41,5^{\circ} \text{ C}$

$$\rho = 1250,95 \text{ kg/m}^3 \quad \nu = 0,191 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,0687 \text{ W/m}^{\circ} \text{ C} \quad Pr = 3,5 \quad Cp = 1,0049 \text{ kJ/kg}^{\circ} \text{ C}$$

Dipilih susunan pipa selang-seling seperti pada gambar 3.4b maka :

$$S_n = 19,06 \text{ mm}$$

$$S_p = 0,5 S_n = 9,53 \text{ mm}$$

$$\frac{S_n}{d_o} = 2 \quad ; \quad \frac{S_p}{d_o} = 1$$

Dari Daftar 3.1 diperoleh : $C = 0,495$

$$n = 0,571$$

Kecepatan maksimum aliran fluida : $U_m = \frac{U_h x S_n}{S_n - d_o}$

$$= \frac{(0,5 \text{ m/s}) x (19,06 \times 10^{-3} \text{ m})}{(19,06 \times 10^{-3} \text{ m}) - (9,53 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{Um.d_o}{\nu} \\ &= \frac{(1\text{ m/s})(9,53 \times 10^{-3}\text{ m})}{0,191 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{ s}} = 49895,29 \text{ \{aliran turbulen : Re} > 2300\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{h_o.d_o}{k} = C. \text{Re}^n . \text{Pr}^{1/3} \\ &= (0,495)(49895,29)^{0,571} (3,5)^{\frac{1}{3}} = 361,87 \end{aligned}$$

$$h_o = \frac{k.Nu}{d_o} = \frac{(0,0687\text{ W/m}^{\circ}\text{C})x(361,87)}{9,53 \times 10^{-3}\text{ m}} = 2608,66 \text{ W/m}^2\text{ C}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_i)

$$\text{Sifat-sifat air pada suhu limbak : } T_b = \frac{T_{c_1} + T_{c_2}}{2} = 36^{\circ}\text{ C}$$

$$k = 0,628 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} \quad \mu = 7,09 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

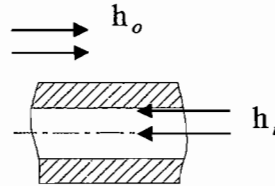
$$\rho = 993,6 \text{ kg/m}^3 \quad \text{Pr} = 4,72 \quad \text{Cp} = 4,174 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{\rho U_c d_i}{\mu} = \frac{(993,6\text{ kg/m}^3)x(0,5\text{ m/s})x(7,75 \times 10^{-3}\text{ m})}{7,09 \times 10^{-4}\text{ kg/m.s}} \\ &= 5430,5 \text{ (aliran turbulen)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,023. \text{Re}^{0,8} . \text{Pr}^n \\ &= (0,023).(5430,5)^{0,8} . (4,72)^{0,4} \\ &= 41,61 \end{aligned}$$

$$h_i = \frac{\text{Nu}.k}{d_i} = \frac{41,61 \times 0,628\text{ W/m}^{\circ}\text{C}}{7,75 \times 10^{-3}\text{ m}} = 3371,6 \text{ W/m}^2\text{ C}$$

Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U), jumlah pipa (Np) dan jumlah lintasan pipa (pass-tube)



$$\frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

$$\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L}$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

$$r_o = 0,5 d_o = 4,765 \times 10^{-3} \text{ m} \quad r_i = 0,5 d_i = 3,875 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_o = 2\pi \cdot r_o \cdot L = 0,06 \text{ m}^2 \quad A_i = 2\pi \cdot r_i \cdot L = 0,05 \text{ m}^2$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{3371,6} + \frac{0,05 \cdot \ln\left(\frac{4,765 \times 10^{-3}}{3,875 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi \times 386 \times 2} + \frac{0,05}{0,06} \frac{1}{2608,66}}$$

$$= \frac{1}{(2,97 \times 10^{-4}) + (2,13 \times 10^{-6}) + (3,2 \times 10^{-4})} = \frac{1}{6,19 \times 10^{-4}}$$

$$= 1615,51 \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

$$A = \frac{Q}{U_i \cdot \Delta T_m} = \frac{555266,34}{1615,51 \times 5,1} = 67,39 \text{ m}^2$$

Luas aliran total :

$$A_{at} = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot U_c}$$

$$\text{Dengan : } \dot{m}_c = \frac{Q}{C_{p_{air}} \cdot \Delta T_c} = \frac{1998938,963 \text{ kJ / jam}}{4,174 \text{ kJ / kg}^0 \text{ C} \times (40^0 - 32^0)} = 59862,8 \text{ kg/jam}$$

$$A_{at} = \frac{59862,8}{993,6 \times 0,5 \times 3600} = 0,033 \text{ m}^2$$

$$\text{Jumlah pipa : } N_p = \frac{A_{at} \times 4}{\pi \cdot d_i^2} = \frac{0,033 \times 4}{\pi \cdot (7,75 \times 10^{-3})^2} = 709,5 \sim 710$$

Bila dibuat 1 lintasan pipa :

$$L = \frac{A}{N_p \cdot \pi \cdot d_i} = \frac{67,39}{710 \times \pi \times 7,75 \times 10^{-3}} = 3,9 \text{ m}$$

(panjang L ini tidak memenuhi syarat (2 m), maka dibuat lebih dari 1 lintasan)

2 lintasan pipa :

$$L = \frac{A}{2 \cdot N_p \cdot \pi \cdot d_i} = \frac{67,39}{2 \cdot 710 \cdot \pi \cdot 7,75 \times 10^{-3}} = 1,95 \text{ m}$$

Dari perhitungan di atas, didapat hasil sebagai berikut :

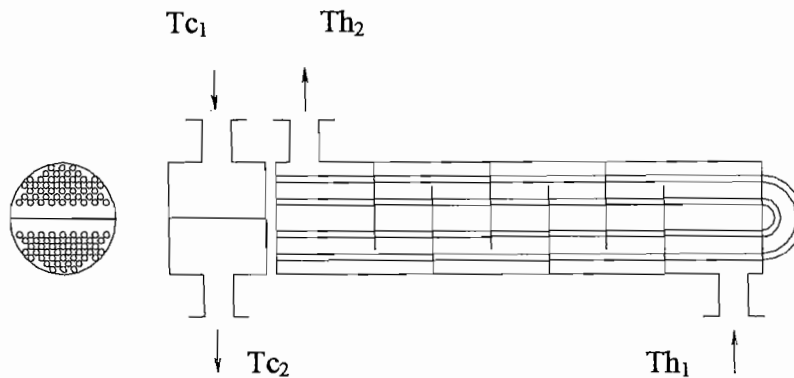
Jenis kondensor : *shell and tube*

Diameter luar pipa (d_o) : 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3}$ m

Diameter dalam pipa (d_i) : 7,75 mm = 0,025 ft = $7,75 \times 10^{-3}$ m

Panjang pipa (L) : 1,95 m = 6,4 ft

Pitch	: 13,48 mm = 13,48 x 10 ⁻³ m
Jumlah pipa (Np)	: 710
Jumlah lintasan pipa (n)	: 2 pass



Perhitungan penurunan tekanan (*pressure drop*)

a) Perhitungan pada sisi shell

$$\Delta p = \frac{2f'G^2N}{\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14}$$

$$\text{Dengan : } N = \text{jumlah baris melintang} = \frac{L}{B} = \frac{1950}{195} = 10$$

B = jarak sekat (*baffle*)

μ_w = viskositas refrijeran pada suhu 41,5⁰ C = 3,146 lb/ft.jam

μ_b = viskositas refrijeran pada suhu 36⁰ C = 3,388 lb/ft.jam

$$\left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} = 0,99$$

$$\rho = \text{densitas pada suhu } 41,5^{\circ} \text{ C} = 1250,95 \text{ kg/m}^3$$

G = kecepatan massa pada luas bidang aliran minimum

$$= \frac{W}{As}$$

$$\text{dengan : } W = \dot{m}_h = 11102,69 \text{ kg/jam}$$

As = luas aliran

$$= \frac{d_i \times C' \times B}{pitch}$$

dengan : B = jarak antar sekat = 195 mm

C' = daerah bebas antar tube

$$= pitch - d_o$$

$$= 13,48 \text{ mm} - 9,53 \text{ mm} = 3,95 \text{ mm}$$

$$As = \frac{(7,75 \text{ mm})(3,95 \text{ mm})(195 \text{ mm})}{13,48 \text{ mm}}$$

$$= 442,84 \text{ mm}^2 = 442,84 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$G = \frac{11102,69 \text{ kg/jam}}{442,84 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 25071560,8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{jam}$$

$$= 6964,32 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{Sn - d_o}{d_o} \right)^{1,08}} \right\} \text{Re}^{-0,16}$$

$$= 0,065$$

$$\Delta p = \frac{2 \times 0,065 \times (6964,32)^2 \times 10}{1250,95} \times 0,99 = 49899,5 \text{ Pa} = 0,5 \text{ atm} = 7,24 \text{ psi}$$

$$= 0,51 \text{ kg/cm}^2$$

b) Perhitungan pada sisi pipa (*tube*)

$$\Delta P = f \frac{L_{total}}{d_i} \rho \frac{U h^2}{2g}$$

Dengan : $L_{total} = L \times \text{jumlah pass (n)}$

$$= 1,95 \times 2 = 3,9 \text{ m}$$

f = faktor gesek dalam pipa (Grafik 1) = 0,1

ρ = 993,6 kg/m³

U_c = 0,5 m/s

g = 9,81 m/s²

$$\Delta P = 0,1 \frac{3,9}{7,75 \times 10^{-3}} 993,6 \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} = 637,11 \text{ kg/m}^2 = 0,064 \text{ kg/cm}^2$$

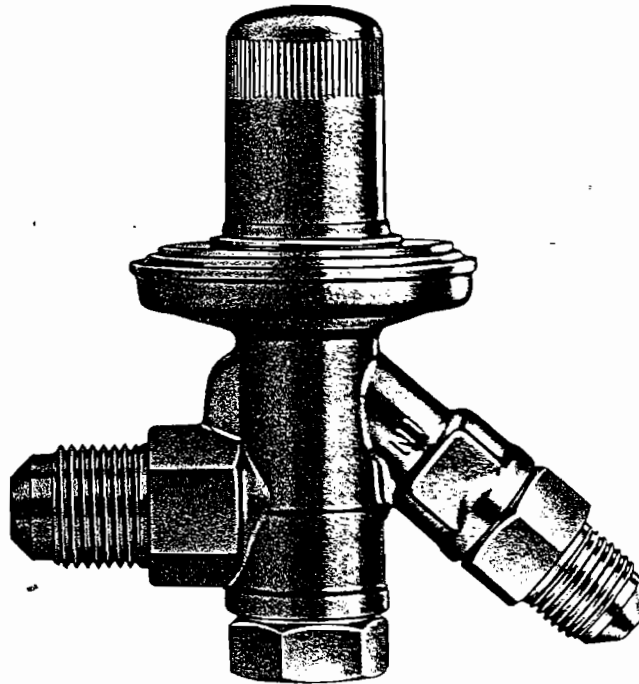
III.5. Pemilihan dan Perancangan Katup Ekspansi

Katup ekspansi terletak diantara kondensator (sisi tekanan tinggi) dan evaporator (sisi tekanan rendah). Jadi fungsi utama katup ekspansi adalah untuk menurunkan tekanan serta mengatur jumlah refrijeran yang masuk ke evaporator, sehingga sering disebut alat kontrol refrijeran. Ada beberapa macam alat kontrol refrijeran antara lain :

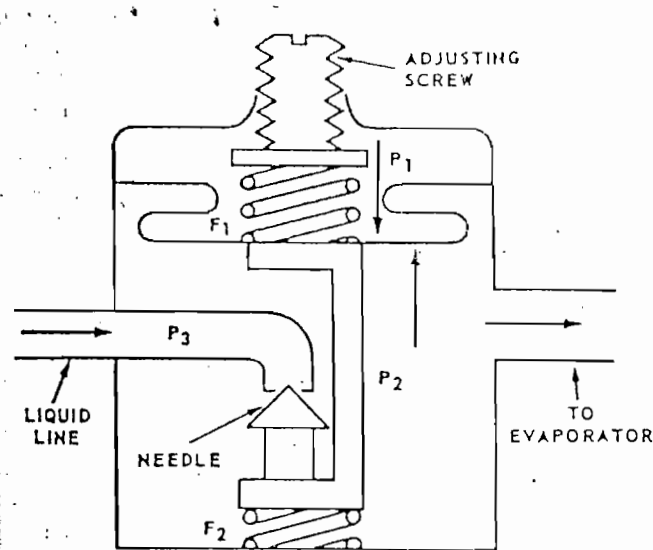
1. *Automatic Expansion Valve*

Katup ini disebut juga katup tekanan konstan (*constant pressure valve*). Ia bekerja agar tekanan di dalam evaporator selalu konstan. Gambar 3.8a

menunjukkan gambar *automatic expansion valve* secara utuh sedangkan gambar 3.8b menunjukkan skema sederhananya.



Gambar 3.8a. *Automatic Expansion Valve*
Sumber : HVAC, Raymond A. Havrella



- P_1 = tekanan atmosfer (selalu tetap)
 P_2 = tekanan evaporator
 P_3 = tekanan kondensor
 F_1 = gaya pegas menyebabkan katup membuka (diatur dengan memutar *adjusting screw*)
 F_2 = gaya pegas menyebabkan katup menutup

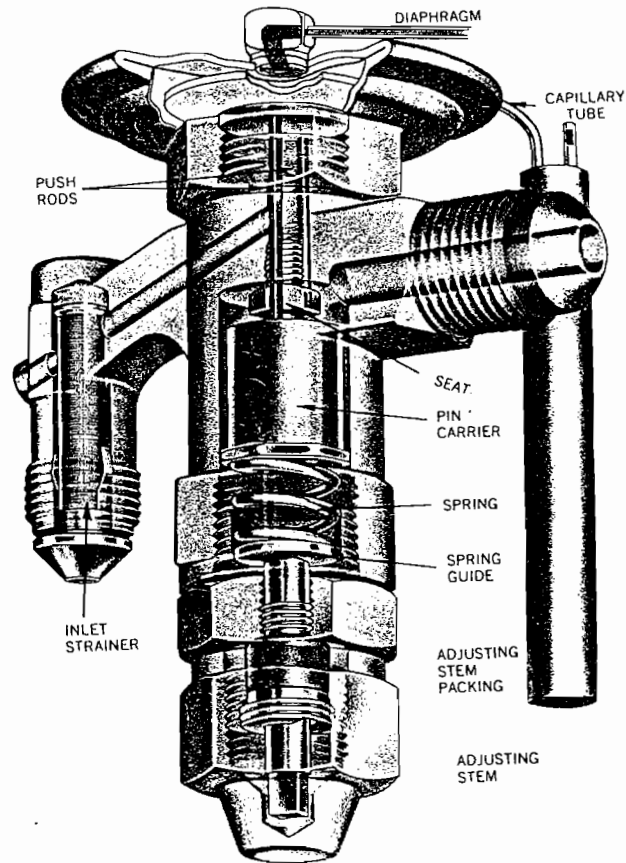
Gambar 3.8b. Skema *Automatic Expansion Valve*

Sumber : Modern Refrigerator & AC, The Goodheart Willcox Co. Inc.

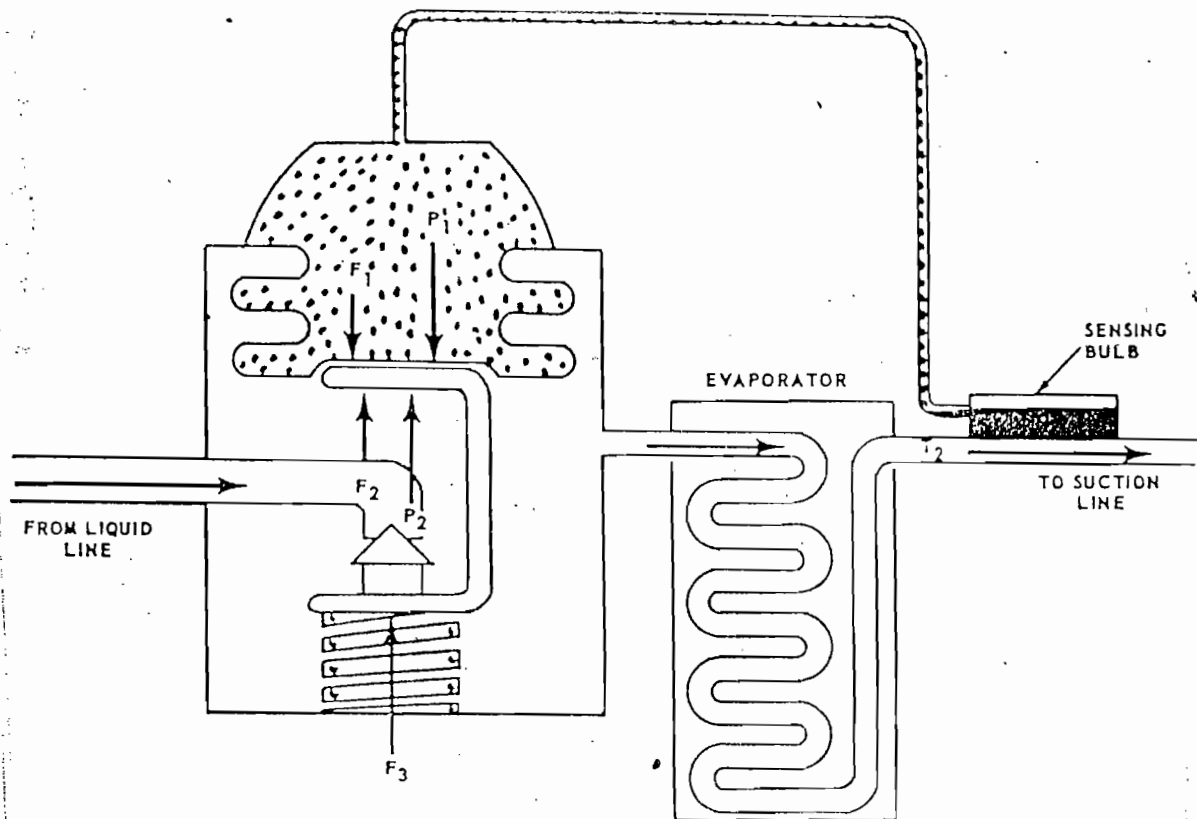
Bila tekanan di evaporator turun (P_2 berkurang), pegas F_1 akan mendorong batang penghubung dan menekan pegas F_2 sehingga katup membuka. Demikian juga sebaliknya. Jadi dikontrol hanya oleh tekanan di dalam evaporator.

2. *Thermostatic Expansion Valve*

Cara kerja katup ini dikontrol tidak hanya oleh tekanan dalam evaporator tetapi juga temperatur keluar evaporator. Gambar 3.9a menunjukkan konstruksi *Thermostatic Expansion Valve* sedangkan gambar 3.9b menunjukkan skema sederhananya.



Gambar 3.9a. *Thermostatic Expansion Valve*
Sumber : HVAC, Raymond A. Havrella



- F_1 = gaya tekan *sensing bulb* menyebabkan katup membuka.
 F_2 = gaya tekan dari evaporator menyebabkan katup menutup.
 F_3 = gaya pegas menyebabkan katup menutup.
 P_1 = tekanan *sensing bulb* menyebabkan katup membuka.
 P_2 = tekanan evaporator menyebabkan katup menutup.
 T_1 = temperatur *sensing bulb*.
 T_2 = temperatur keluar evaporator

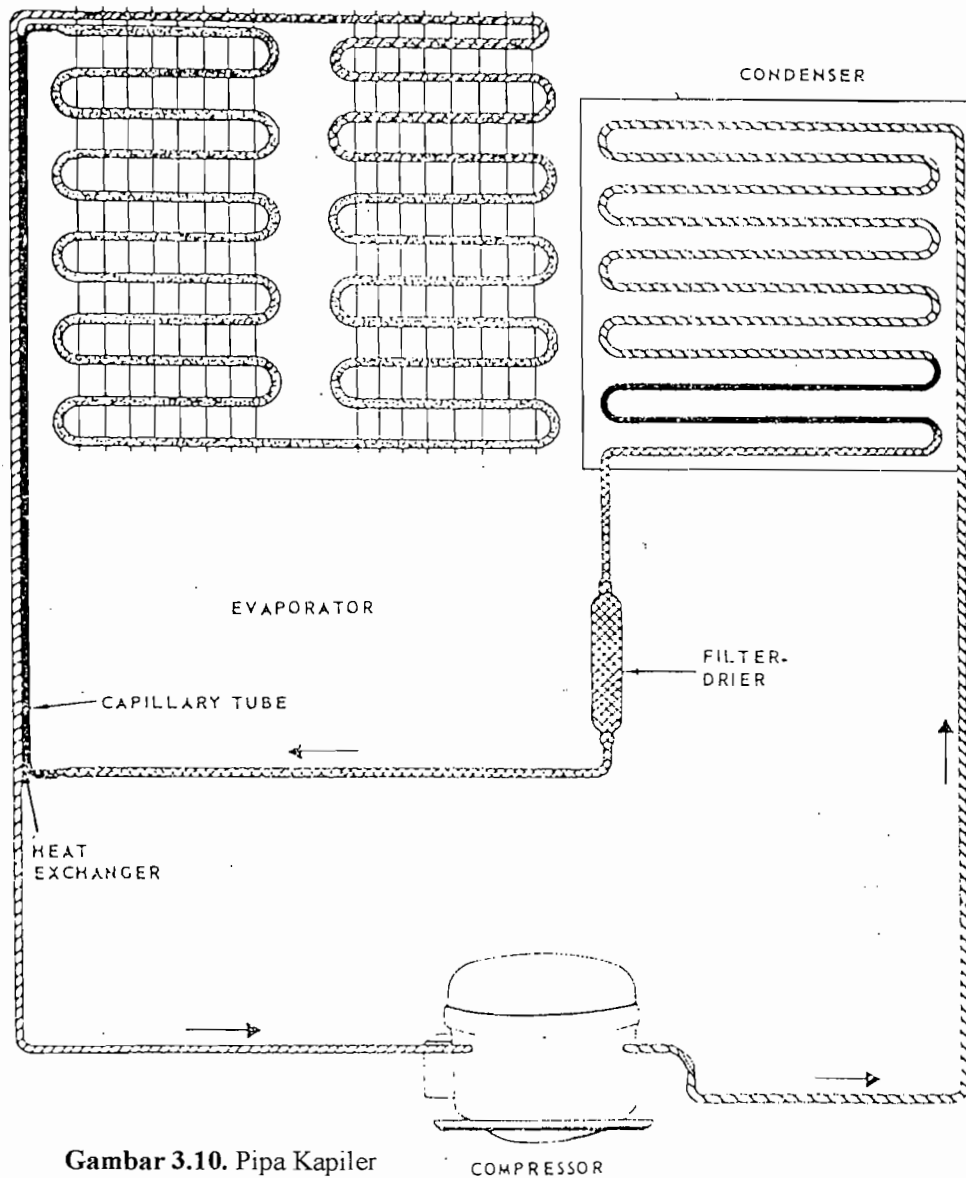
Gambar 3.9b. Skema Thermostatic Expansion Valve

Sumber : Modern Refrigerator & AC, The Goodheart Willcox Co. Inc.

Jadi katup ini bisa dipakai bila refrijeran yang mengalir di dalam sistem mengalami *superheated* (suhu *superheated* dapat dijaga konstan dengan adanya *sensing bulb*).

3. Pipa Kapiler

Sebagai ganti katup ekspansi dipakai pipa kapiler dengan alasan utama harganya yang murah. Penurunan tekanan terjadi karena refrigeran mengalir di dalam pipa panjang berdiameter kecil. Diameter dan panjang pipa kapiler ditetapkan berdasarkan kapasitas pendinginan, kondisi operasi dan jumlah refrigeran yang mengalir.



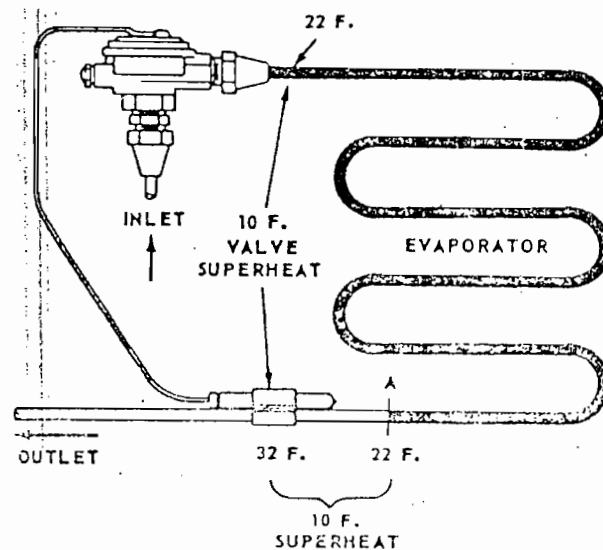
Gambar 3.10. Pipa Kapiler

Sumber : Modern Refrigerator & AC, The Goodheart Willcox Co. Inc.

III.5.1. Pemilihan Katup Ekspansi

Pada perancangan ini dipilih *Thermostatic Expansion Valve* karena disamping tekanan evaporator terjaga juga temperatur keluarannya (*superheated*) konstan sehingga refrijeran selalu dalam keadaan uap sebelum masuk kompresor.

Gambar 3.11 menunjukkan letak *sensing bulb* bila superheat diambil 10°F .



Gambar 3.11. Letak *Sensing Bulb* untuk Superheat 10°F

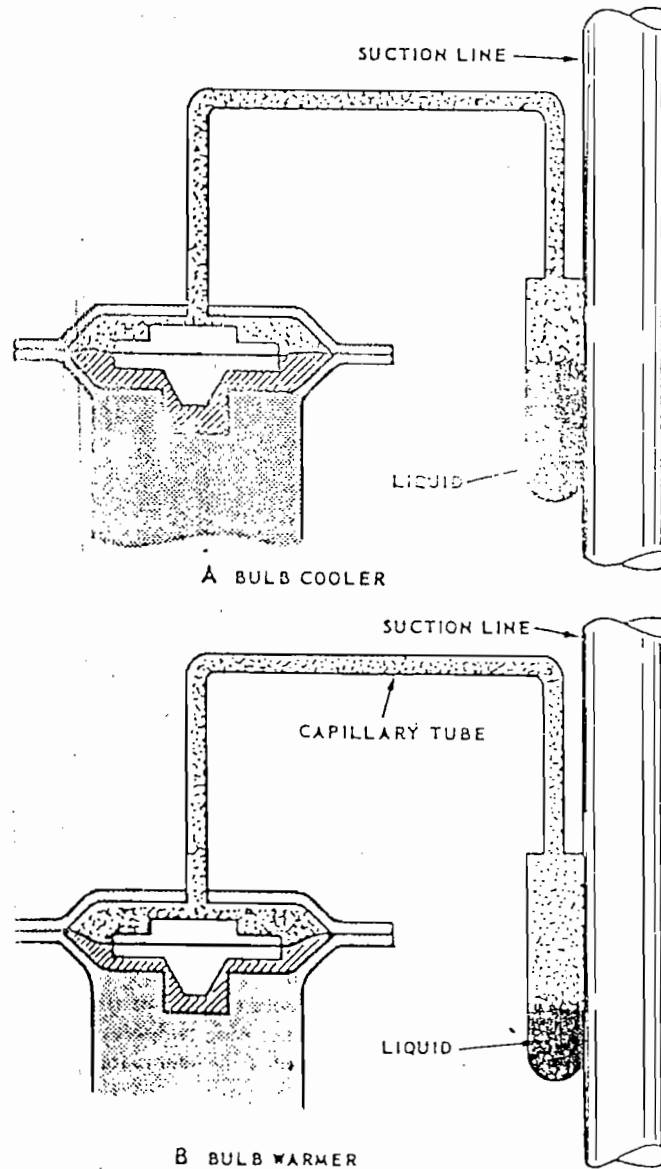
Sumber : Modern Refrigerator & AC, The Goodheart Willcox Co. Inc

Sensing bulb adalah suatu tabung yang berisi fluida dengan titik didih rendah sehingga mudah berubah fase bila kena panas sedikit saja. Ada 4 tipe *sensing bulb* :

- *Liquid charged*
- *Gas charged*
- *Liquid cross charged*
- *Gas cross charged*

Pada *liquid charged* maupun *gas charged*, fluida di dalam *sensing bulb* adalah sama dengan refrijeran yang mengalir dalam sistem. Sedangkan *cross charged*

(baik *liquid* maupun *gas*) fluida di dalamnya berbeda dengan refrijeran dalam sistem. Cara kerja *sensing bulb* ditunjukkan dalam gambar 3.12 berikut.



Gambar 3.12. Cara Kerja *Sensing Bulb*

Sumber : Modern Refrigerator & AC, The Goodheart Willcox Co. Inc.

Pada gambar 3.12A : bila di dalam evaporator refrijeran yang mengalir terlalu banyak sehingga setelah keluar evaporator (pada daerah

superheated) masih ada sedikit uap basah yang menyebabkan temperatur di tempat *sensing bulb* pada *suction line* turun. Karena temperatur di *suction line* turun, temperatur *sensing bulb* juga turun sehingga fluida di dalam *sensing bulb* banyak yang berfase cair. Karena temperatur *sensing bulb* turun, tekanan *sensing bulb* juga berkurang mengakibatkan P_1 (lihat gambar 3.9b) berkurang sehingga menarik diafragma dan batang penghubung ke atas yang mengakibatkan katup menutup dan refrijeran yang mengalir berkurang jumlahnya.

Pada gambar 3.12B : bila refrijeran yang mengalir di dalam evaporator kurang sehingga setelah keluar evaporator terbentuk uap kering. Temperatur *sensing bulb* juga ikut naik sehingga fluida di dalamnya banyak yang berfase uap. Karena temperatur *sensing bulb* naik, tekanannya juga naik dan menekan diafragma yang selanjutnya akan membuka katup sehingga jumlah refrijeran yang mengalir bertambah.

Katup jenis ini sangat cocok untuk beban pendinginan yang tidak tetap. Kapasitas

Thermostatic Expansion Valve tergantung pada :

- Ukuran *orifice*
- Perbedaan tekanan antara kondensor dan evaporator
- Temperatur dan kondisi refrijeran setelah keluar evaporator

III.5.2. Perancangan Katup Ekspansi

Bagian yang terpenting di dalam katup ekspansi adalah pada bagian *orifice* sehingga dalam perancangan ini akan dihitung ukuran *orifice* saja.

Data	: tekanan kondensor (P_k)	= 10,4 kg/cm ² = 1020331,7 Pa
		= 1020331,7 kg/m.det ²
	tekanan evaporator (P_e)	= 3,57 kg/cm ² = 350248,5 Pa
		= 350248,5 kg/m.det ²
	jumlah sirkulasi refrijeran (W)	= 3,58 kg/det
	densitas refrijeran di kondensor (ρ)	= 1250,95 kg/m ³

Kapasitas aliran refrijeran (\dot{V}_r):

$$\dot{V}_r = \frac{W}{\rho} = \frac{3,58}{1250,95} = 2,86 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{det}$$

Perbedaan tekanan (ΔP):

$$\Delta P = P_k - P_e = 1020331,7 - 350248,5 = 670083,2 \text{ kg/m.det}^2$$

Luas penampang *orifice* (A_{or}): ⁵²⁾

$$A_{or} = \frac{\dot{V}_r}{Cx \left(\frac{2x\Delta P}{\rho} \right)^{1/2}}$$

Dengan C : konstanta = 0,7

$$A_{or} = \frac{2,86 \times 10^{-3}}{0,7 \times \left(\frac{2 \times 670083,2}{1250,95} \right)^{1/2}} = 0,000125 \text{ m}^2$$

Diameter *orifice* (D_{or}):

⁵²⁾ VL. Streeter & E. Benjamin Wylie, Fluid Mechanics, hal. 348

$$D_{or} = \sqrt{\frac{4xAr}{\pi}} = \sqrt{\frac{4x0,000125}{\pi}} = 0,013 \text{ m}$$

BAB IV

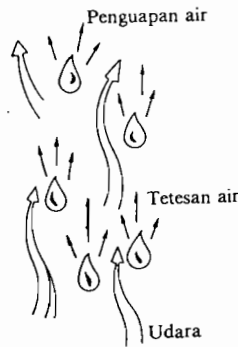
KOMPONEN PENDUKUNG

SISTEM PENGKONDISIAN UDARA

IV.1. Menara Pendingin (*Cooling Tower*)

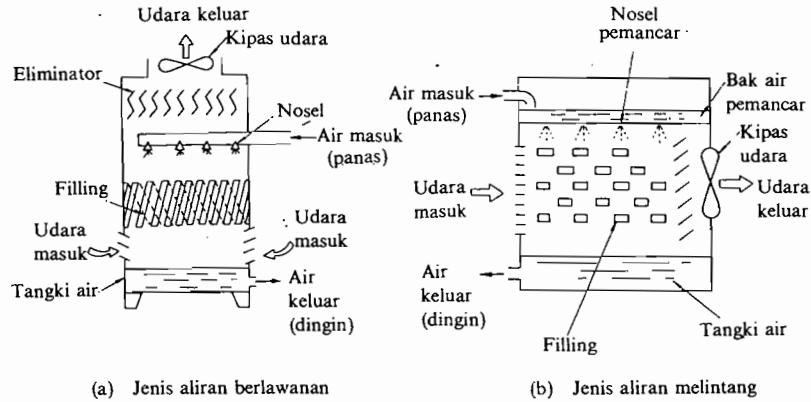
Air pendingin yang dipakai untuk mendinginkan kondensor dapat diperoleh dari sumur, sungai, danau dan air kota. Sungai dan danau tidak selalu ada di sekitar tempat instalasi, sedangkan air kota mahal harganya. Air sumurpun sangat terbatas jumlahnya. Oleh karena itu air pendingin yang telah dipakai tidak dibuang tetapi disirkulasikan kembali ke menara pendingin untuk didinginkan.

Menara pendingin merupakan ruangan dimana air panas disemprotkan atau dipancarkan ke bawah, sementara itu udara atmosfer dialirkan melalui atau berlawanan dengan arah jatuhnya air panas sehingga terjadi kontak antara udara dengan air yang tentu saja sebagian air akan menguap. Air yang hilang karena menguap harus diganti, yaitu dengan memasukkan air tambahan. Air tidak dapat didinginkan di bawah temperatur dari udara.



Gambar 4.1. Proses Pendinginan dalam Menara Pendingin
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

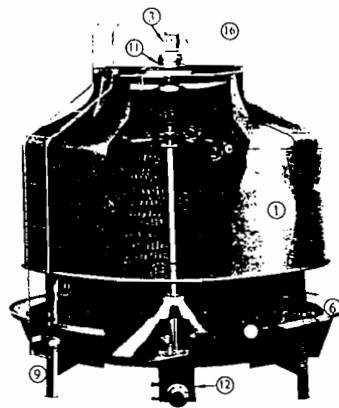
Berdasarkan arah aliran udara, menara pendingin dibedakan menjadi 2 jenis yaitu menara pendingin aliran berlawanan dan menara pendingin aliran silang. Jenis aliran berlawanan pada umumnya lebih tinggi tetapi memerlukan ruangan instalasi yang lebih kecil daripada jenis aliran silang.



Gambar 4.2. Jenis Menara Pendingin
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

Untuk jenis aliran berlawanan, udara bergerak ke atas melalui semburan air yang jatuh, sedangkan jenis aliran silang, udara bergerak secara horisontal melalui semburan air yang jatuh.

Dalam perancangan ini dipakai menara pendingin jenis aliran berlawanan dengan rumah terbuat dari FRP (*resinreinforced glass fibre*) yang sangat ringan dan tahan korosi seperti tampak dalam gambar berikut.



- | | |
|--------------------------|---|
| 1. Rumah | 9. Kaki |
| 2. Pipa pemancar | 10. Lubang isap |
| 3. Sambungan poros motor | 11. Tempat motor |
| 4. Kipas udara | 12. Saluran (lubang) air pendingin keluar |
| 5. Eliminator | 13. Bantalan pipa pemancar air |
| 6. Tangki (bak) air | 14. Pipa naik |
| 7. Partisi | 15. Pipa interior |
| 8. Filling | 16. Tangga |

Gambar 4.3. Menara Pendingin Jenis Aliran Berlawanan (terbuat dari bahan resin)

Sumber : Penyebaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

Adapun bagian-bagian utama menara pendingin adalah sebagai berikut :

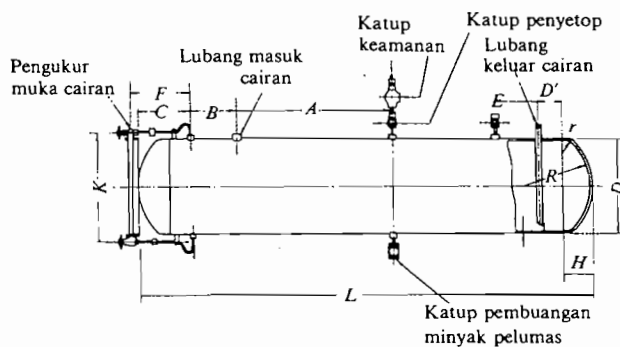
1. Kipas udara : diperlukan untuk memasukkan udara (tarikan paksa)
2. Motor kipas udara : biasanya tahan air dan dihubungkan langsung dengan kipas udara
3. Pemancar air : untuk menara pendingin 2 – 10 ton diperlukan 1 pemancar untuk menara pendingin 15 – 40 ton diperlukan 4 pemancar untuk menara pendingin > 50 ton digunakan pemancar air yang berputar
4. Filling : tempat untuk menahan air agar tidak cepat jatuh ke bawah sehingga bisa didinginkan oleh udara secara efisien. Fill terbuat dari lembaran *vinyl chloride*.
5. Saringan : dipasang pada lubang pipa air keluar untuk menyaring kotoran.

6. Tangki air : terbuat dari FRP sehingga ringan dan tahan korosi.

IV.2. Penerima Cairan (*Receiver*)

Penerima cairan digunakan untuk menampung sementara waktu refrigeran yang dicairkan di dalam kondensor sebelum masuk ke katup ekspansi. Selain itu berfungsi juga untuk menampung refrigeran dari mesin refrigerasi pada waktu mesin direparasi atau berhenti bekerja.

Mengalirnya refrigeran dari kondensor ke penerima terjadi karena gravitasi. Oleh karena itu, penerima cairan harus dipasang lebih rendah dari kondensor dan temperatur refrigeran di dalam penerima harus lebih rendah daripada di dalam kondensor.

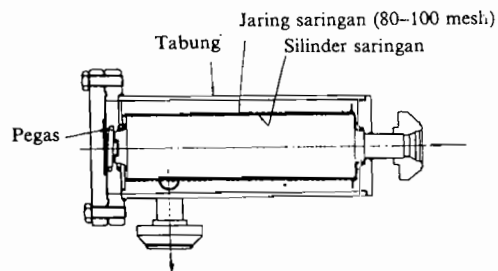


Gambar 4.4. Penerima Cairan

Sumber : Penyebaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

IV.3. Saringan

Berfungsi untuk menyaring kotoran dan serbuk logam yang ada di dalam refrigeran yang bersirkulasi. Kotoran tersebut dapat mengendap atau menempel pada *orifice* dari katup ekspansi. Oleh sebab itu saringan cairan dipasang sebelum katup ekspansi.

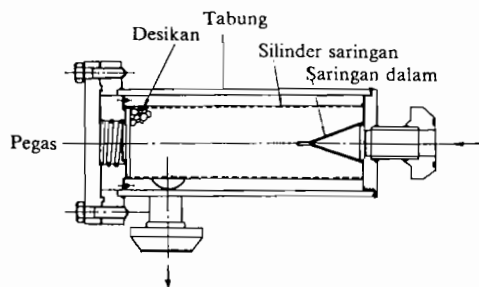


Gambar 4.5. Saringan Cairan

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

IV.4. Pengering

Berfungsi untuk menghilangkan uap air dari refrigeran. Pengering terdiri dari sebuah silinder yang berisi desikan. Desikan tersebut dibungkus selain agar mudah pengantiannya, juga agar serbuk desikan yang halus tidak keluar dari pengering dan ikut serta dalam aliran refrigeran. Desikan tidak boleh berubah sifat kimianya bila menyerap air. Bahan desikan biasanya dari Sobabeat atau saringan molekular.



Gambar 4.6. Pengering

Sumber : Penyegar Udara, Wiranto A & Heizo Saito

IV.5. Koil Pendingin

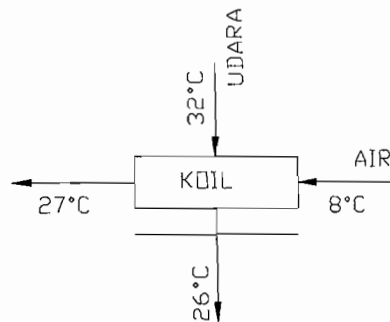
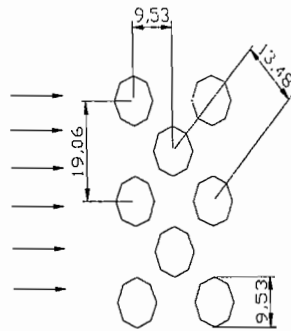
Koil dipakai untuk mendinginkan udara yang akan dimasukkan ke ruangan. Sebagai media pendingin dipakai air dingin yang dialirkan melalui pipa-

pipa tembaga bersirip alumunium. Udara dilewatkan melintasi pipa-pipa tersebut dengan sebuah kipas udara yang terletak setelah susunan pipa pada arah aliran udara.

IV.5.1. Perancangan Koil

Data-data :

Air	: suhu masuk (T_{ci})	= 8° C
	suhu keluar (T_{co})	= 27° C
	kecepatan (U_c)	= 0,5 m/s (asumsi)
Udara	: suhu masuk (T_{hi})	= 32° C
	suhu keluar (T_{ho})	= 26° C
	kecepatan (U_h)	= 2000 fpm = 10,16 m/s (Tabel 16)
Bahan pipa		= tembaga ($k = 386 \text{ W/m}^0 \text{ C}$)
Panjang pipa (L)		= maksimal 2m
Dari tabel 14 :		
Diameter luar pipa (D)		= 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3}$ m
Diameter dalam pipa (d)		= 7,75 mm = $7,75 \times 10^{-3}$ m
Pitch		= 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m



Laju aliran massa (\dot{m}) : ⁵³⁾

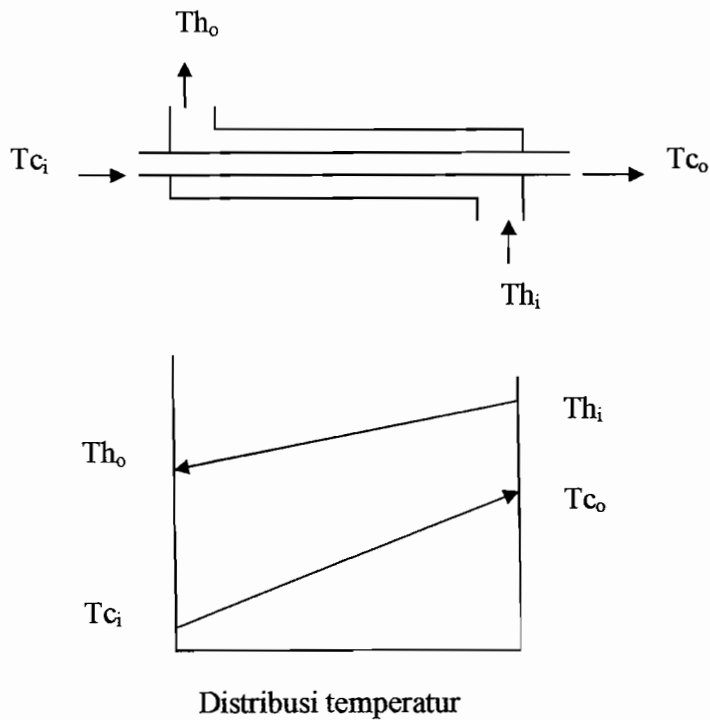
$$\text{Sisi udara : } \dot{m}_h = \frac{Q}{C_{p_{ud}} \cdot \Delta T_h} = \frac{1998938,963 \text{ kJ / jam}}{1,0058 \text{ kJ / kg}^\circ \text{Cx}(32^\circ - 26^\circ)} = 331235,33 \text{ kg/jam}$$

$$\begin{aligned} \text{Sisi air : } \dot{m}_c &= (\dot{m}_h \times C_{p_{ud}} \times \Delta T_h) / (C_{p_{air}} \times \Delta T_c) \\ &= (331235,33 \times 1,0058 \times 6) / (4,184 \times 19) \\ &= 25145,15 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

dengan : Q = beban pendinginan total

⁵³⁾ J.P. Holman, Perpindahan Kalor, hal. 491

Mula-mula diasumsikan 1 lintasan pipa seperti berikut :



$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{\Delta T \text{ max} - \Delta T \text{ min}}{\ln \left(\frac{\Delta T \text{ max}}{\Delta T \text{ min}} \right)} \\ &= \frac{(Th_o - Tc_i) - (Th_i - Tc_o)}{\ln \left(\frac{Th_o - Tc_i}{Th_i - Tc_o} \right)} \\ &= \frac{(26 - 8) - (32 - 27)}{\ln \left(\frac{26 - 8}{32 - 27} \right)} = \frac{13}{\ln 3,6} = 10,15 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_o)

Sifat-sifat udara pada suhu limbak : $T_b = \frac{Th_i + Th_o}{2} = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\rho = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 1,855 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$



$$C_p = 1,0058 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \quad k = 0,0264 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,708$$

Angka Reynold (Re) :

$$Re = \frac{\rho.Uh.D}{\mu} = \frac{1,17 \times 10,16 \times 9,53 \times 10^{-3}}{1,855 \times 10^{-5}} = 6107$$

Dari Daftar 3.1 diperoleh (baris selang-seling) :

$$S_n/D = 19,06/9,53 = 2$$

$$S_p/D = 9,53/9,53 = 1$$

$$C = 0,495$$

$$n = 0,571$$

Angka Nusselt (Nu) :

$$Nu = C.Re^n .Pr^{1/3} = 0,495 (6107)^{0,571} (0,708)^{1/3} = 64$$

Koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa (h_o) :

$$h_o = Nu \times \frac{k}{D} = 64 \times \frac{0,0264}{9,53 \times 10^{-3}} = 177,4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_i)

Sifat-sifat air pada suhu limbak : $T_b = (T_{ci} + T_{co})/2 = 17,5^\circ \text{C}$

$$\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3 \quad \mu = 1,07 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

$$Pr = 7,5 \quad k = 0,598 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$C_p = 4,184 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Angka Reynold (Re) :

$$Re = \frac{\rho.Uc.d}{\mu} = \frac{998,2 \times 0,5 \times 7,75 \times 10^{-3}}{1,07 \times 10^{-3}} = 3614,98$$

Angka Nusselt (Nu) :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n = 0,023 (3614,98)^{0,8} (7,5)^{0,4} = 36,2$$

Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa (h_i) :

$$h_i = Nu \times \frac{k}{d} = 36,2 \times \frac{0,598}{7,75 \times 10^{-3}} = 2790,21 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Efisiensi sirip ⁵⁴⁾

Dari gambar 4.7 diperoleh :

$$L = (17,75 \text{ mm} - 9,53 \text{ mm}) \times 0,5 = 3,985 \text{ mm}$$

$$t = 1 \text{ mm}$$

$$r_1 = 0,5 \times 9,53 \text{ mm} = 4,765 \text{ mm}$$

$$r_2 = 0,5 \times 17,75 \text{ mm} = 8,75 \text{ mm}$$

$$L_c = L + t/2 = 3,985 \text{ mm} + 1 \text{ mm}/2 = 4,485 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = r_1 + L_c = 4,765 \text{ mm} + 4,485 \text{ mm} = 9,25 \text{ mm}$$

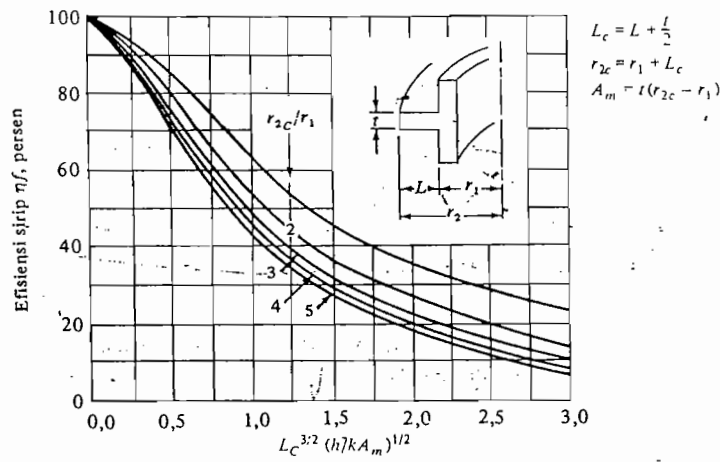
$$A_m = t (r_{2c} - r_1) = 1 \text{ mm} (9,25 \text{ mm} - 4,765 \text{ mm}) = 4,485 \text{ mm}^2$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = 9,25/4,765 = 1,94 \sim 2$$

Bahan sirip = Alumunium, $k = 137 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h_o}{k.A_m} \right)^{1/2} = (4,485 \times 10^{-3})^{3/2} \left(\frac{177,4}{137 \times 4,485 \times 10^{-6}} \right)^{1/2} = 0,16$$

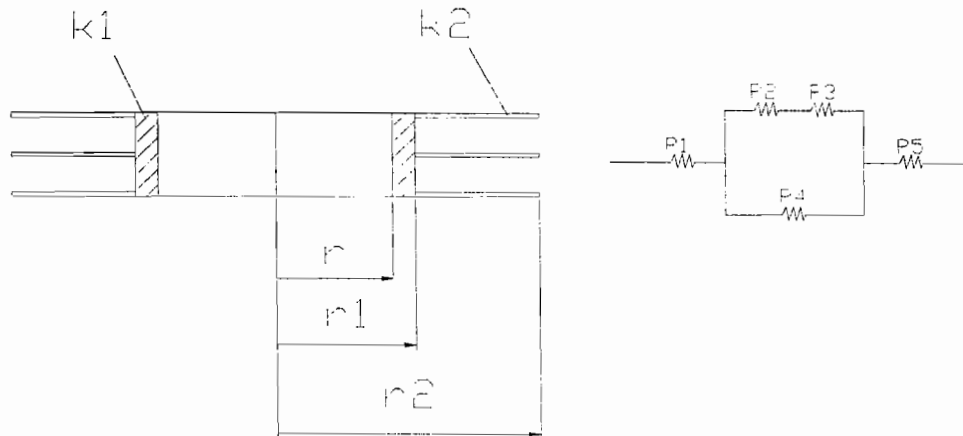
⁵⁴⁾ Ibid, hal. 45



Gambar 4.7. Efisiensi Sirip Sirkumferensial
 Sumber : Perpindahan Kalor, J.P Holman

Efisiensi sirip : $\eta_f = 92 \%$

Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U), jumlah pipa (Np) dan jumlah lintasan pipa (pass-tube)



tebal sirip = 1 mm

jarak antar sirip = 2 mm

$r = 0,5 \ d = 0,5 \times 7,75 = 3,875 \text{ mm}$

$$k_1 = 386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$k_2 = 137 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$A_i = 2\pi \cdot r \cdot l = 2\pi \times 3,875 \times 10^{-3} \times 1 = 0,024 \text{ m}^2$$

$$A_o = 2\pi \cdot r_1 \cdot l = 2\pi \times 4,765 \times 10^{-3} \times 1 = 0,03 \text{ m}^2$$

$$R_1 = \frac{1}{h_i \cdot A_i} = \frac{1}{2790,21 \times 0,024} = 0,015 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_2 = \frac{\ln r_1/r}{2\pi \cdot k_1 \cdot l} = \frac{\ln 1,23}{(2\pi)(386)(1)} = 8,5 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_3 = \frac{\ln r_2/r_1}{2\pi \cdot k_2 \cdot l} = \frac{\ln 1,84}{(2\pi)(137)(1)} = 7,06 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_4 = R_2 = 8,5 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_o \cdot A_o \cdot \eta_f} = \frac{1}{(177,4)(0,03)(0,92)} = 0,204 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_p = \frac{(R_2 + R_3)R_4}{R_2 + R_3 + R_4} = 7,68 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$\frac{1}{U_i} = A_i \cdot R_1 + A_i \cdot R_p + A_i \cdot R_5 = 5,26 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$U_i = 190,1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{Q}{U_i \cdot \Delta T_m} = \frac{555266,34}{190,1 \times 10,15} = 287,78 \text{ m}^2$$

Luas aliran total sisi air (Aat) :

$$A_{at} = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot U_c}$$

$$= \frac{25145,15}{998,2 \times 0,5 \times 3600} = 0,014 \text{ m}^2$$

$$\text{Jumlah pipa : } N_p = \frac{A_{at} \times 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{0,014 \times 4}{\pi \cdot (7,75 \times 10^{-3})^2} = 296,7 \sim 297$$

Bila dibuat 1 lintasan pipa :

$$L = \frac{A}{N_p \cdot \pi \cdot d} = \frac{287,78}{297 \times \pi \times 7,75 \times 10^{-3}} = 39,8 \text{ m}$$

(panjang L ini tidak memenuhi syarat (2 m), maka dibuat lebih dari 1 lintasan)

20 lintasan pipa :

$$L = \frac{A}{20 \cdot N_p \cdot \pi \cdot d} = \frac{287,78}{20 \cdot 297 \cdot \pi \cdot 7,75 \times 10^{-3}} = 1,99 \text{ m}$$

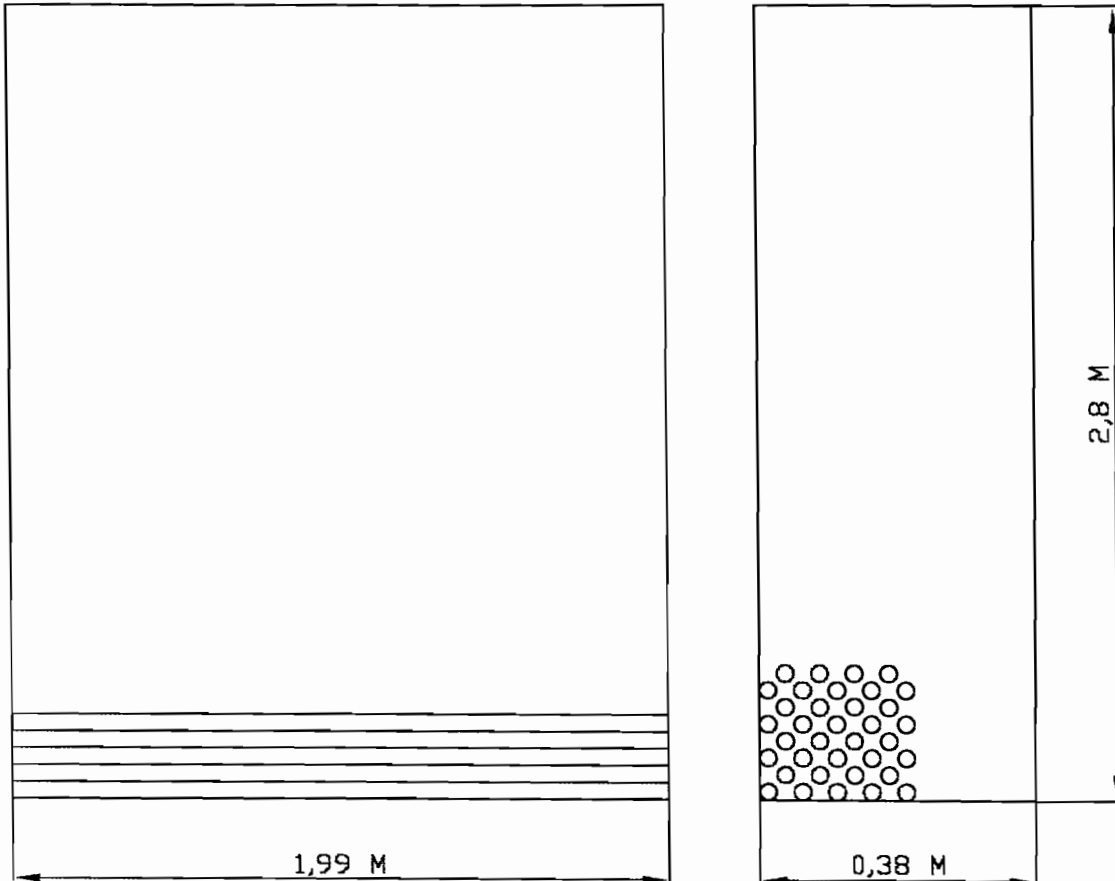
$$\text{Tinggi koil (H)} = N_p \times D = 297 \times 9,53 \times 10^{-3} = 2,8 \text{ m}$$

$$\text{Tebal koil (T)} = 20 \times 2 \times S_p = 20 \times 2 \times 9,53 \times 10^{-3} = 0,38 \text{ m}$$

Dari perhitungan di atas, didapat hasil sebagai berikut :

Jenis koil	: pipa bersirip
Diameter luar pipa (D)	: 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3}$ m
Diameter dalam pipa (d)	: 7,75 mm = 0,025 ft = $7,75 \times 10^{-3}$ m
Diameter luar sirip (Dsirip)	: 17,75 mm
Tebal sirip	: 1 mm
Jarak antar sirip	: 2 mm
Panjang pipa (L)	: 1,99 m = 6,53 ft
Tinggi koil (H)	: 2,8 m
Tebal koil (T)	: 0,38 m
Pitch	: 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m

Jumlah pipa (Np) : 297
 Jumlah lintasan pipa (n) : 20 pass



Gambar 4.8. Dimensi Koil

Penurunan Tekanan (ΔP)

Di dalam pipa (sisi air) :

$$\Delta P = f \frac{L_{total}}{d_i} \rho \frac{Uh^2}{2g}$$

Dengan : $L_{total} = L \times \text{jumlah pass (n)}$

$$= 1,99 \times 20 = 39,8 \text{ m}$$

f = faktor gesek dalam pipa (Grafik 1) = 0,1

ρ = 998,2 kg/m³

U_c = 0,5 m/s

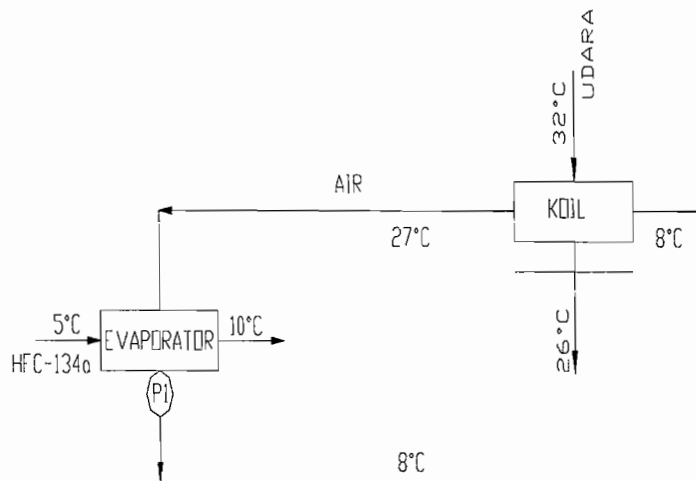
g = 9,81 m/s²

$$\Delta P = 0,1 \frac{39,8}{7,75 \times 10^{-3}} 998,2 \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} = 6531,9 \text{ kg/m}^2 = 0,65 \text{ kg/cm}^2$$

IV.6. Pompa dan Perpipaan

* Menentukan diameter pipa air (d) ⁵⁵⁾

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil



kecepatan air : $U_m = 0,5 \text{ m/s}$

laju aliran air : $\dot{m} = 25145,15 \text{ kg/jam} = 55435,5 \text{ lbm/jam}$

⁵⁵⁾ Tyler G. Hicks & T.W. Edwards, Teknologi Pemakaian Pompa, hal. 153

- Pipa dengan suhu 8° C (evaporator – koil)

$$\rho = 999,42 \text{ kg/m}^3 = 62,4 \text{ lbm/ft}^3$$

Dari gambar 4.9 diperoleh :

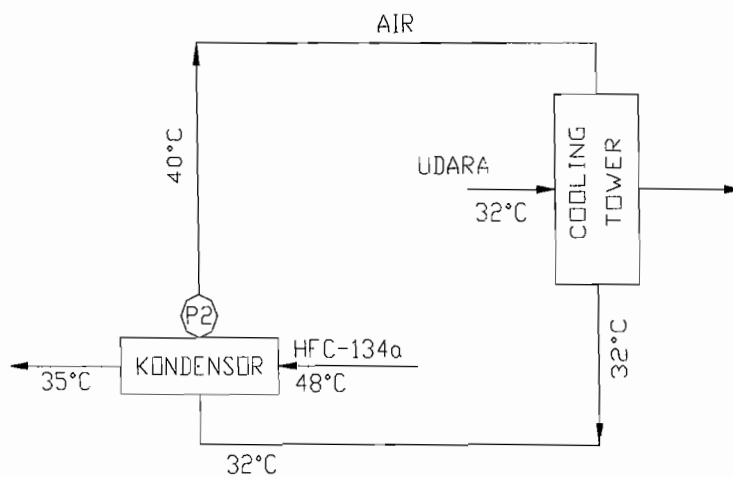
$$\text{Diameter pipa : } d = 3,5 \text{ in} = 88,9 \text{ mm}$$

- Pipa dengan suhu 27° C (koil – evaporator)

$$\rho = 995,7 \text{ kg/m}^3 = 62,2 \text{ lbm/ft}^3$$

$$\text{Diameter pipa : } d = 3,5 \text{ in} = 88,9 \text{ mm}$$

2) Untuk sistem pipa air dari kondensor – *cooling tower*



kecepatan air : $U_m = 0,5 \text{ m/s}$

laju aliran air : $\dot{m} = 59862,8 \text{ kg/jam} = 131974,73 \text{ lbm/jam}$

- Pipa dengan suhu 40° C (kondensor – *cooling tower*)

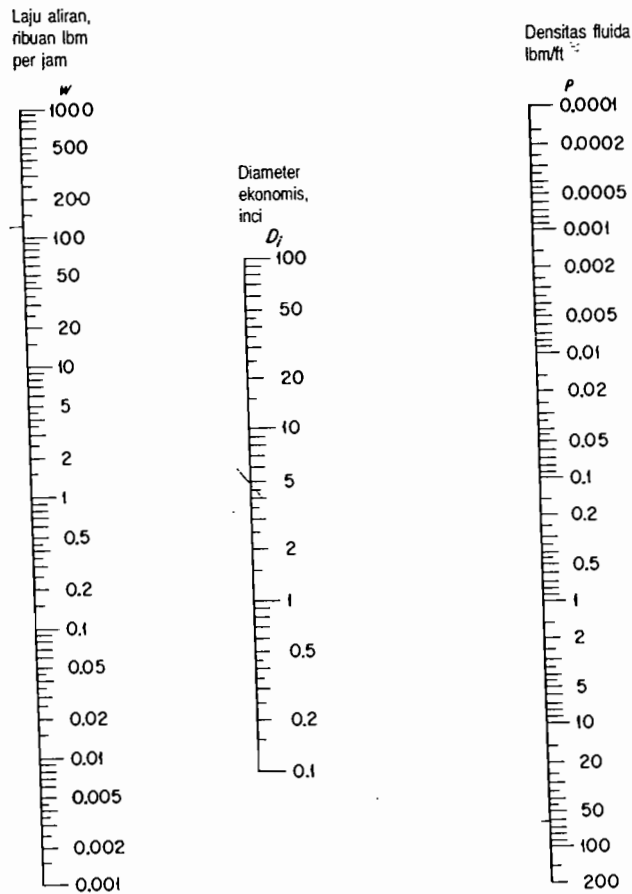
$$\rho = 992,04 \text{ kg/m}^3 = 61,9 \text{ lbm/ft}^3$$

$$\text{Diameter pipa : } d = 5 \text{ in} = 127 \text{ mm}$$

- Pipa dengan suhu 32° C (cooling tower – kondensor)

$$\rho = 994,9 \text{ kg/m}^3 = 62,1 \text{ lbm/ft}^3$$

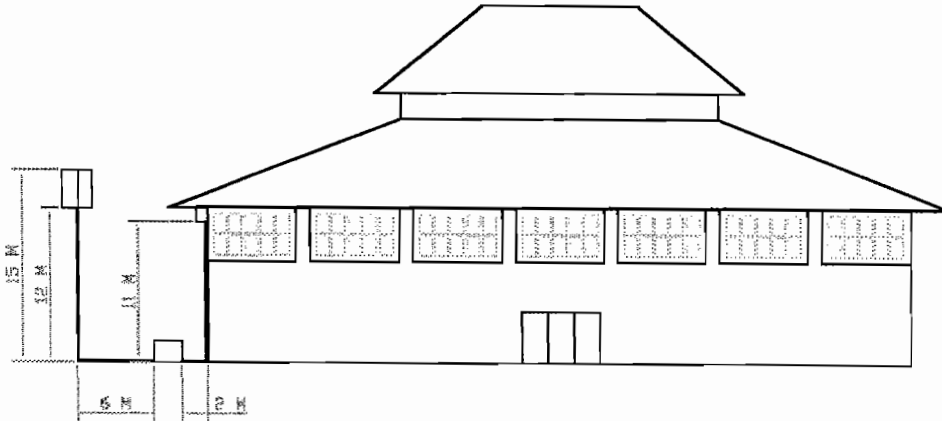
$$\text{Diameter pipa : } d = 5 \text{ in} = 127 \text{ mm}$$



Gambar 4.9. Bagan untuk Menentukan Diameter Pipa
 Sumber : Teknologi Pemakaian Pompa, Tyler G. Hicks

*** Panjang pipa (L)**

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil



L = panjang pipa di luar koil dan evaporator

$$= 2 \times (2\text{m} + 11\text{m}) = 26 \text{ m}$$

2) Untuk sistem pipa air dari kondensor – *cooling tower*L = panjang pipa di luar kondensor dan *cooling tower*

$$= 6\text{m} + 15\text{m} + 12\text{m} + 6\text{m} = 39 \text{ m}$$

*** Penurunan tekanan di dalam pipa (ΔP)**⁵⁶⁾

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

- Pipa dengan suhu 8° C (evaporator – koil)

$$d = 89 \text{ mm}$$

$$L = 2\text{m} + 11\text{m} = 13 \text{ m}$$

$$; \quad U_m = 0,5 \text{ m/s}$$

$$\rho = 999,42 \text{ kg/m}^3$$

$$; \quad \mu = 1,4 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

⁵⁶⁾ J.P. Holman, Perpindahan Kalor, hal. 257

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\mu} = \frac{999,42 \times 0,5 \times 89 \times 10^{-3}}{1,4 \times 10^{-3}} = 31767,3$$

Dari grafik 1 diperoleh : $f = 0,078$

$$\begin{aligned} \Delta P &= f \frac{L}{d} \rho \frac{U^2}{2g} = 0,078 \times \frac{13}{89 \times 10^{-3}} \times 999,42 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} \\ &= 145,1 \text{ kg/m}^2 = 0,014 \text{ atm} \end{aligned}$$

- Pipa dengan suhu 27° C (koil – evaporator)

$$d = 89 \text{ mm}$$

$$L = 2\text{m} + 11\text{m} = 13 \text{ m} \quad ; \quad U_m = 0,5 \text{ m/s}$$

$$\rho = 995,7 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \mu = 8,5 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\mu} = \frac{995,7 \times 0,5 \times 89 \times 10^{-3}}{8,5 \times 10^{-4}} = 52127,8$$

$f = 0,073$ (Grafik 1)

$$\begin{aligned} \Delta P &= f \frac{L}{d} \rho \frac{U^2}{2g} = 0,073 \times \frac{13}{89 \times 10^{-3}} \times 995,7 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} \\ &= 135,3 \text{ kg/m}^2 = 0,013 \text{ atm} \end{aligned}$$

2) Untuk sistem pipa air dari kondensor – *cooling tower*

- Pipa dengan suhu 40° C (kondensor – *cooling tower*)

$$d = 127 \text{ mm}$$

$$L = 6\text{m} + 15\text{m} = 21 \text{ m} \quad ; \quad U_m = 0,5 \text{ m/s}$$

$$\rho = 992,04 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \mu = 6,56 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\mu} = \frac{992,04 \times 0,5 \times 127 \times 10^{-3}}{6,56 \times 10^{-4}} = 96028,3$$

$f = 0,065$ (Grafik1)

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \rho \frac{Um^2}{2g} = 0,065 \times \frac{21}{127 \times 10^{-3}} \times 992,04 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81}$$

$$= 135,9 \text{ kg/m}^2 = 0,013 \text{ atm}$$

- Pipa dengan suhu 32° C (cooling tower – kondensor)

$$d = 127 \text{ mm}$$

$$L = 12 \text{ m} + 6 \text{ m} = 18 \text{ m} \quad ; \quad Um = 0,5 \text{ m/s}$$

$$\rho = 994,9 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \mu = 7,7 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot Um \cdot d}{\mu} = \frac{994,9 \times 0,5 \times 127 \times 10^{-3}}{7,7 \times 10^{-4}} = 82045$$

$$f = 0,066 \text{ (Grafik 1)}$$

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \rho \frac{Um^2}{2g} = 0,066 \times \frac{18}{127 \times 10^{-3}} \times 994,9 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81}$$

$$= 118,6 \text{ kg/m}^2 = 0,011 \text{ atm}$$

* Menentukan head / tinggi kenaikan (H) ⁵⁷⁾

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

$$\text{Rumus umum : } H = \frac{P}{\gamma} + \frac{Um^2}{2g} + Z$$

Dengan : P = tekanan air

$$\gamma = \text{bobot spesifik air} = 1 \text{ gr/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

(lihat tabel 17)

Um = kecepatan air di dalam pipa

$$g = \text{gravitasi} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Z = ketinggian

⁵⁷⁾ Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, hal. 10

- Head tekan (pompa – sebelum koil) → pada pipa 8° C

$$H_d = \frac{P_d}{\gamma} + \frac{U_{m_d}^2}{2g} + Z_d$$

dengan : P_d = tekanan sisi tekan (diharapkan dari pompa – sebelum koil

tekanan air tetap 1 atm) karena itu : $P_d = 1 \text{ atm} + \Delta P$

ΔP = penurunan tekan pada pipa 8° C = 0,014 atm

$$P_d = 1 \text{ atm} + 0,014 \text{ atm} = 1,014 \text{ atm} = 10494,2 \text{ kg/m}^2$$

$$Z_d = 11 \text{ m}$$

$$U_{m_d} = 0,5 \text{ m/s}$$

$$H_d = \frac{10494,2}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} + 11 = 21,51 \text{ m}$$

- Head hisap (sebelum koil – pompa) → pada pipa 27° C

$$H_s = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{U_{m_s}^2}{2g} + Z_s$$

dengan : P_s = tekanan sisi hisap (terjadi penurunan tekanan antara koil –

pompa) karena itu : $P_s = 1 \text{ atm} - \Delta P$

ΔP = penurunan tekan pada koil + penurunan tekanan pada pipa 27° C + penurunan tekanan pada evaporator

$$P_s = 1 \text{ atm} - (0,63 \text{ atm} + 0,013 \text{ atm} + 0,12 \text{ atm})$$

$$= 0,237 \text{ atm} = 2452,8 \text{ kg/m}^2$$

$$Z_s = 0 \text{ m (air turun dengan gaya gravitasi)}$$

$$U_{m_s} = 0,5 \text{ m/s}$$

$$H_s = \frac{2452,8}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} + 0 = 2,5 \text{ m}$$

$H = H_d + H_s = 21,51 \text{ m} + 2,5 \text{ m} = 24,01 \text{ m} \sim 42 \text{ m}$ (pompa di pasaran mempunyai $H = 42 \text{ m}$, selain itu juga untuk menjaga kemungkinan bila ada perubahan instalasi)

2) Untuk sistem pipa air dari kondensor – *cooling tower*

- Head tekan (pompa – *cooling tower*) → pada pipa 40° C

$$H_d = \frac{P_d}{\gamma} + \frac{U_{m_d}^2}{2g} + Z_d$$

dengan : $P_d = 1 \text{ atm} + \Delta P \text{ pipa } 40^\circ \text{ C}$

$$= 1 \text{ atm} + 0,013 \text{ atm} = 1,013 \text{ atm} = 10483,84 \text{ kg/m}^2$$

$$Z_d = 15 \text{ m}$$

$$U_{m_d} = 0,5 \text{ m/s}$$

$$H_d = \frac{10483,84}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} + 15 = 25,5 \text{ m}$$

- Head hisap (*cooling tower* – pompa) → pada pipa 32° C

$$H_s = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{U_{m_s}^2}{2g} + Z_s$$

dengan : $P_s = 1 \text{ atm} - (\Delta P \text{ pipa } 32^\circ \text{ C} + \Delta P \text{ kondensor})$

$$= 1 \text{ atm} - (0,011 \text{ atm} + 0,062 \text{ atm})$$

$$= 0,927 \text{ atm} = 9593,8 \text{ kg/m}^2$$

$Z_s =$ tinggi dasar *cooling tower* + tinggi permukaan air di dalam *cooling tower*.

= - (12 + 0,5) m = - 12,5 m → tanda – berarti permukaan air yang diisap berada di atas pompa.

$$U_{m_s} = 0,5 \text{ m/s}$$

$$H_s = \frac{9593,8}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} - 12,5 = - 2,9 \text{ m}$$

$$H = H_d + H_s = 25,5 \text{ m} - 2,9 \text{ m} = 22,6 \text{ m} \sim 42 \text{ m}$$

* **Menentukan daya pompa (N pompa)** ⁵⁸⁾

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

$$N \text{ pompa} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \dot{V}$$

dengan : ρ = densitas air pada $\frac{27^{\circ} + 8^{\circ}}{2} = 17,5^{\circ} \text{ C} = 998,2 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{V} = \text{kapasitas air yang dipompa}$$

$$= \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{25145,15}{998,2} = 25,2 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,007 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N \text{ pompa} = 998,2 \times 9,81 \times 42 \times 0,007 = 2878,95 \text{ W} = 2,88 \text{ kW} = 3,86 \text{ HP}$$

2) Untuk sistem pipa air dari kondensor – *cooling tower*

$$N \text{ pompa} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \dot{V}$$

dengan : ρ = densitas air pada $\frac{40^{\circ} + 32^{\circ}}{2} = 36^{\circ} \text{ C} = 993,6 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{V} = \text{kapasitas air yang dipompa}$$

$$= \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{59862,8}{993,6} = 60,25 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$$

⁵⁸⁾ Fritz Dietzel, Turbin Pompa dan Kompresor, hal. 242

$$N \text{ pompa} = 993,6 \times 9,81 \times 42 \times 0,017 = 6959,5 \text{ W} = 6,96 \text{ kW} = 9,33 \text{ HP}$$

Dari perhitungan di atas dapat diperoleh spesifikasi pompa yang diinginkan :

- Pompa 1 : dipakai untuk sistem air dari evaporator – koil
 daya pompa (N pompa) = 3,86 HP
 head (H) = 42 m
- Pompa 2 : dipakai untuk sistem air dari kondensor – *cooling tower*
 daya pompa (N pompa) = 9,33 HP
 head (H) = 42 m

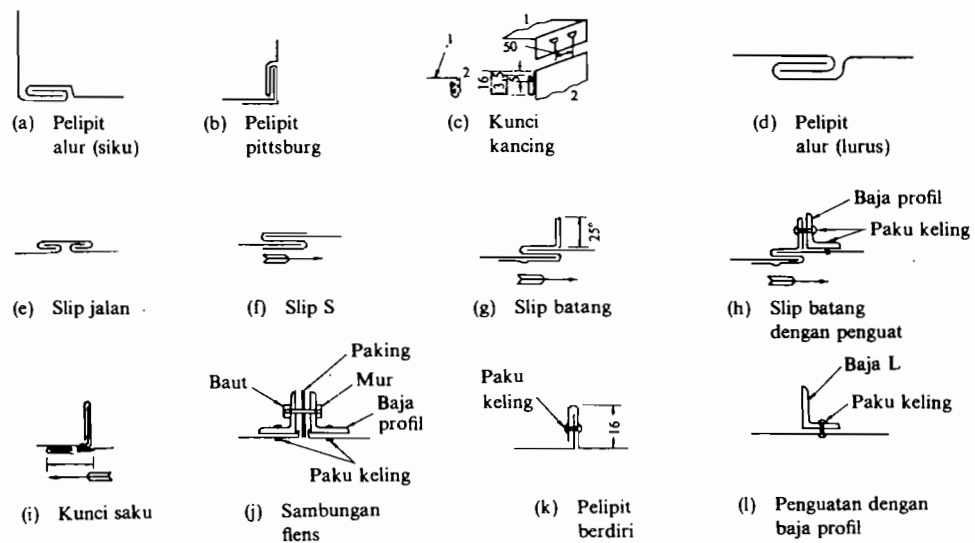
IV.7. Saluran Udara dan Kipas Udara

Fungsi saluran udara (*ducting*) adalah untuk menyalurkan udara dari unit pengolah udara (koil pendingin) ke dalam ruangan. Dalam merancang sistem saluran udara perlu diperhatikan tentang koefisien gesek, kecepatan udara, tingkat kebisingan dan kondisi ruangan itu sendiri serta penurunan tekanan (untuk merancang kipas udara). Saluran udara harus dibuat sedemikian rupa sehingga :

- tidak terjadi deformasi karena tekanan udara
- tidak terjadi bunyi bising dan getaran
- mempunyai tahanan aliran udara yang serendah-rendahnya
- tidak terjadi kebocoran udara

Material untuk saluran udara antara lain lembaran baja tergalvanisasi (kuat, murah dan mudah dikerjakan), aluminium (ringan, tahan udara basah), baja tahan karat (anti korosi), *fibre-glass*. Dalam perancangan ini dipilih saluran udara yang terbuat dari lembaran baja tergalvanisasi berpenampang segi empat.

Cara pembuatan saluran udara berpenampang segi empat adalah dengan memotong dan membentuk lembaran baja sesuai dengan ukuran yang dikehendaki, kemudian dilipat dan disambung (dengan pelipit atau keling) dan diberi penguat. Gambar berikut menunjukkan beberapa jenis sambungan dan penguat.



Gambar 4.10. Konstruksi dan Cara Penyambungan Saluran Segi Empat

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

Oleh karena di dalam saluran tersebut mengalir udara dingin, maka ada kemungkinan terjadi perpindahan kalor dari udara luar (ruangan) ke udara di dalam saluran sehingga temperatur udara di dalam saluran akan naik. Disamping itu bila dinding saluran menjadi dingin maka uap air dalam udara luar akan mengembun pada permukaan luar dari saluran udara. Untuk mengatasi hal itu maka saluran udara harus diisolasi. Bahan isolasi yang biasa dipakai adalah *glass-wool* atau asbestos yang dipasang menyelimuti permukaan luar dari saluran udara.

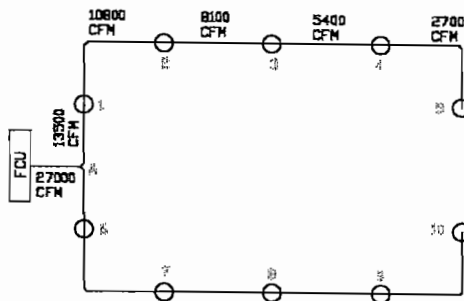
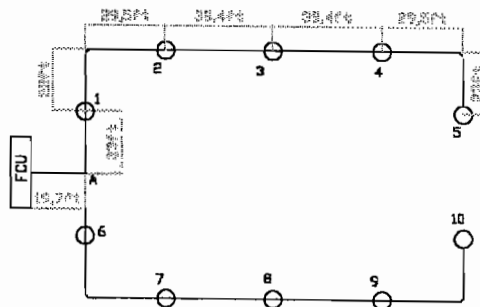
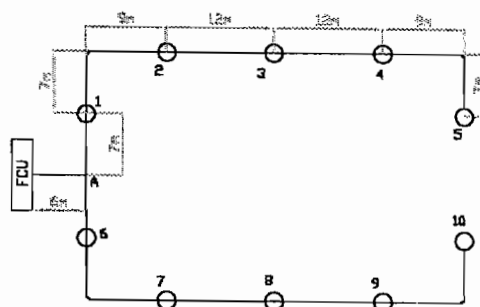
IV.7.1. Perancangan Saluran Udara (Ducting) ⁵⁹⁾

Data-data : jumlah total udara yang mengalir = 27000 cfm (ft³/min)

kecepatan udara = 2000 fpm (ft/min)

jumlah terminal (difuser) = 10 buah

$$\text{jumlah udara yang mengalir / difuser} = \frac{27000 \text{ cfm}}{10} = 2700 \text{ cfm}$$



⁵⁹⁾ Carrier, Air Conditioning Hand Book, hal. 2-47

Perhitungan Saluran Udara

Saluran Utama (*main duct*) :

$$\begin{aligned} \text{Luas saluran utama : FCU - A} &= \frac{\text{jumlahtotal udara}}{\text{kecepatan udara}} \\ &= \frac{27000 \text{ cfm}}{2000 \text{ fpm}} = 13,5 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

Penampang saluran utama = □ 144 in x 18 in (dari tabel 18) ~ Ø 49,4 in

Friction rate = 0,08 in WG / 100 ft panjang ekuivalen (dari grafik 2)

Saluran Cabang (*branch duct*) : A – 1, 1 – 2, 2 – 3, 3 – 4, 4 – 5

Diambil 1 saluran cabang (A – 1), saluran yang lain perhitungannya = A – 1

$$\begin{aligned} \text{Jumlah udara yang mengalir (air quantity)} &= \frac{\text{jumlahtotal udara}}{\text{jumlahpencabangan}} \\ &= \frac{27000 \text{ cfm}}{2} = 13500 \text{ cfm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{cfm capacity (\%)} &= \frac{\text{jumlahudara pada suatubagian saluran}}{\text{jumlahtotal udara}} \times 100 \% \\ &= \frac{13500}{27000} \times 100 \% = 50 \% \end{aligned}$$

duct area (%) = 58 (diperoleh dari tabel 19)

$$\begin{aligned} \text{luas saluran (area) dalam ft}^2 &= \text{duct area (\%)} \times \text{luas saluran utama} \\ &= 0,58 \times 13,5 \text{ ft}^2 = 7,83 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

ukuran saluran (*duct size*) dalam in = □ 76 x 18 (dari tabel 18)

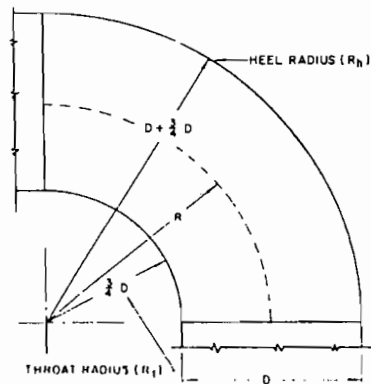
Hasil perhitungan saluran yang lain adalah sebagai berikut :

<i>Duct section</i>	<i>Air quantity (cfm)</i>	<i>Cfm capacity (%)</i>	<i>Duct area (%)</i>	<i>Area (ft²)</i>	<i>Duct size (in) W x D</i>
FCU – A	27000	100	100	13,5	□ 144 x 18
A – 1	13500	50	58	7,83	□ 76 x 18
1 – 2	10800	40	48	6,48	□ 60 x 18
2 – 3	8100	30	37,5	5,06	□ 46 x 18
3 – 4	5400	20	27	3,65	□ 32 x 18
4 – 5	2700	10	16,5	2,28	□ 20 x 18

Perhitungan Penurunan Tekanan

Untuk bagian saluran yang lurus hanya diperhitungkan panjang saluran saja tetapi untuk bagian saluran yang terdapat belokan (*elbow*), selain perhitungan panjang saluran masih ditambah perhitungan pada bagian belokan yang disebut tambahan panjang ekivalen (*additional equivalen length*) = L. Bagian saluran yang ada belokannya antara lain : FCU – A, 1 – 2 dan 4 – 5.

Perhitungan elbow :



Gambar 4.11. Full Radius Rectangular Elbow
Sumber : Carrier Air Conditioning Company

$$\text{FCU - A : } \frac{W}{D} = \frac{144}{18} = 8 \text{ dipakai } 6 \text{ (lihat tabel 20)}$$

$$\frac{R}{D} = \frac{1,875 \text{ ft} \times 12}{18 \text{ in}} = 1,25$$

$$\frac{L}{D} = 12$$

$$L = 12 D = 12 \times 18 = 216 \text{ in} = 18 \text{ ft}$$

$$1 - 2 \quad : \quad \frac{W}{D} = \frac{60}{18} = 3,3 \sim 3$$

$$\frac{R}{D} = \frac{1,875 \text{ ft} \times 12}{18 \text{ in}} = 1,25$$

$$\frac{L}{D} = 8$$

$$L = 8 D = 8 \times 18 = 144 \text{ in} = 12 \text{ ft}$$

$$4 - 5 \quad : \quad \frac{W}{D} = \frac{20}{18} = 1,1 \sim 1$$

$$\frac{R}{D} = \frac{1,875 \text{ ft} \times 12}{18 \text{ in}} = 1,25$$

$$\frac{L}{D} = 7$$

$$L = 7 D = 7 \times 18 = 126 \text{ in} = 10,5 \text{ ft}$$

<i>Duct section</i>	Kondisi	Panjang (ft)	Tambahan panjang ekuivalen = L (ft)
FCU – A	Lurus <i>Elbow</i>	19,7	18
A – 1	Lurus	23	
1 – 2	Lurus <i>Elbow</i>	52,5	12
2 – 3	Lurus	39,4	
3 – 4	Lurus	39,4	
4 – 5	Lurus <i>Elbow</i>	52,5	10,5
TOTAL		226,5	40,5

Penurunan tekanan total (FCU – 5) = total panjang ekuivalen x *friction rate*

$$= (226,5 + 40,5) \text{ ft} \times \frac{0,08 \text{ in WG}}{100 \text{ ft}}$$

$$= 0,214 \text{ in WG}$$

$$= 53,31 \text{ Pa}$$

$$= 7,73 \times 10^{-3} \text{ psi} = 5,26 \times 10^{-4} \text{ atm}$$

Untuk saluran A – 6, 6 – 7, 7 – 8, 8 – 9, 9 – 10, baik dimensi *duct* maupun penurunan tekanannya sama dengan perhitungan di atas.

IV.7.2. Kipas Udara

Dalam perancangan ini dipilih kipas udara aksial dengan :

$$\text{Laju aliran massa } (\dot{m}) = 331235,33 \text{ kg/jam} = 92 \text{ kg/s (lihat perancangan coil)}$$

$$\text{Kecepatan udara } (U_m) = 2000 \text{ fpm} = 10,16 \text{ m/s}$$

$$\text{Laju aliran volume } (\dot{V}) = 27000 \text{ cfm} = 12,7 \text{ m}^3/\text{s}$$

Maka daya yang dibutuhkan kipas (N kipas) : ⁶⁰⁾

$$N \text{ kipas} = \dot{V} \cdot P + \dot{m} \cdot \frac{U_m^2}{2}$$

dengan : P = tekanan yang harus disediakan oleh kipas agar udara sampai ke

difuser paling jauh (FCU – 5) tekanannya tetap 1 atm.

$$= 1 \text{ atm} + \Delta P \text{ dari FCU – 5}$$

$$= 1 \text{ atm} + (5,26 \times 10^{-4} \text{ atm})$$

$$= 1,000526 \text{ atm} = 0,1014 \text{ Pa}$$

$$N \text{ kipas} = (12,7 \times 0,1014) + \left(92 \times \frac{10,16^2}{2} \right) = 4749,67 \text{ W} = 4,75 \text{ kW} = 6,4 \text{ HP}$$

IV.8. Sistem Kendali Pengkondisian Udara

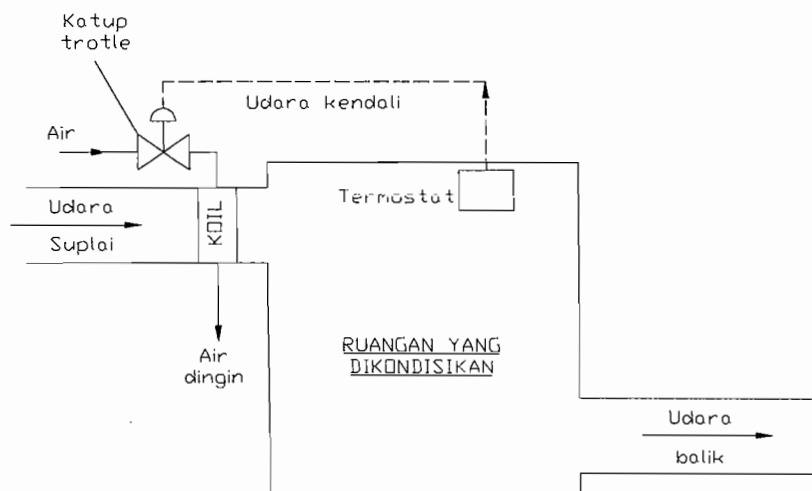
Fungsi utama sistem kendali instalasi pengkondisian udara yaitu :

1. Mengatur sistem sehingga dapat mempertahankan kondisi yang nyaman di dalam ruangan.
2. Menjalankan peralatan secara efisien.

⁶⁰⁾ W.F. Stoecker, Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, hal. 115

3. Melindungi peralatan dan bangunan dari kerusakan dan melindungi penghuni dari kecelakaan.

Dari titik tolak fungsional tersebut, kendali dari suatu sistem pengendalian hanya dapat menurunkan kapasitas dan tidak pernah dapat menaikkan. Maksud dari pernyataan tersebut adalah suatu sistem kendali akan bekerja mulai dari kapasitas/beban pendinginan 0 sampai beban maksimum. Dalam perancangan ini semua perhitungan berdasarkan beban maksimum dan sistem kendalinya terletak pada jalur air dingin sebelum masuk ke koil. Adapun skemanya adalah sebagai berikut .



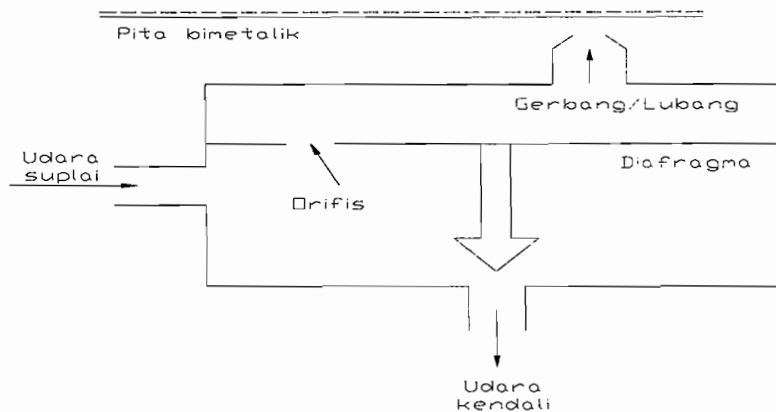
Termostat

Ada 2 macam :

- 1) Termostat aksi langsung (*direct acting thermostat*) adalah suatu termostat yang menaikkan tekanan kendali karena kenaikan suhu.

- 2) Termostat aksi membalik (*reverse acting thermostat*) adalah termostat yang menurunkan tekanan kendali karena kenaikan suhu.

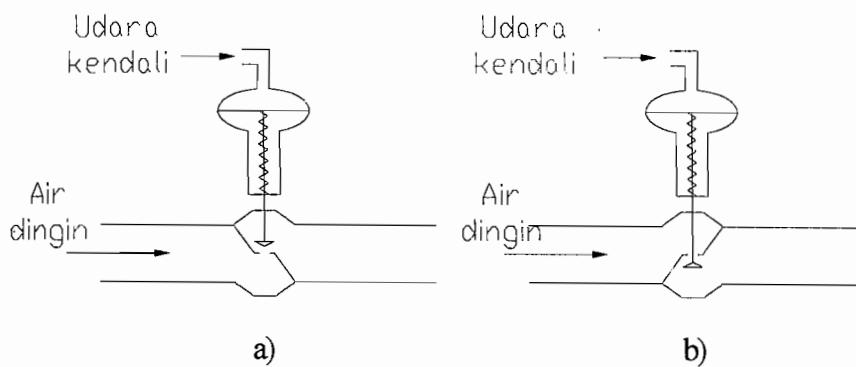
Skemanya adalah sebagai berikut :



Katup trotle

Ada 2 jenis : a) Normal buka : tanpa ada tekanan kendali posisi katup terbuka

b) Normal tutup : tanpa ada tekanan kendali posisi katup tertutup



Di dalam perancangan ini, bila beban pendinginan tidak maksimal (misalnya jumlah penonton sedikit) maka cara kerja dari sistem kendali di atas adalah dengan mengurangi jumlah sirkulasi air dingin (laju aliran) yang melewati



koil. Termostat yang dipakai adalah termostat aksi langsung dengan jenis katup normal tutup. Apabila beban di dalam ruangan naik (panas bertambah akibat jumlah orang yang bertambah) maka pita bimetalik pada termostat akan menutup gerbang/lubang karena kenaikan suhu menyebabkan kenaikan tekanan kendali. Hal ini menyebabkan katup trottle membuka lebih lebar sehingga laju aliran air bertambah banyak.

BAB V

PERAWATAN DAN PEMELIHARAAN

Perawatan sistem penyegaran udara meliputi pekerjaan untuk mempertahankan agar semua peralatan berada dalam keadaan yang sebaik-baiknya agar diperoleh :

1. Waktu operasi yang maksimal.
2. Pemakaian daya yang rendah dan biaya operasi yang lebih murah.
3. Operasi yang aman.
4. Keandalan operasi atau untuk menghindari penghentian mesin karena kerusakan atau kecelakaan.
5. Umur mesin yang lebih panjang.

Untuk menghindari kerusakan dan kecelakaan, maka semua peralatan dan alat keamanan harus diperiksa secara periodik. Pemeriksaan harus dilakukan terhadap :

- Temperatur air pendingin atau temperatur udara pendingin.
- Temperatur bagian penting dari penyegar udara, misalnya kompresor, kondensor, bantalan kipas udara, dan sebagainya.
- Suara dan getaran yang terjadi pada instalasi yang bekerja.
- Tekanan dan temperatur refrigeran yang mengalir dalam siklus refrigerasi.
- Pembukaan katup ekspansi.

V.1. Operasi Yang Tidak Normal Dari Penyegar Udara

Siklus refrigerasi akan berjalan dengan baik apabila proses penguapan dan pengembunan berlangsung normal. Pengertian tentang keadaan yang normal tersebut hendaknya dipahami, supaya penyimpangan dari keadaan normal dapat dideteksi secepatnya dan diadakan perbaikan terhadap bagian yang rusak. Adapun keadaan/operasi yang tidak normal tersebut antara lain :

- a) Perbedaan yang terlalu besar antara temperatur ruangan dan temperatur udara luar.

Hal ini dapat memberikan kejutan perasaan dingin kepada seseorang yang masuk ke dalam ruangan yang dapat menyebabkan seseorang menjadi sakit. Selain itu, pendinginan yang berlebihan cenderung memboroskan penggunaan daya.

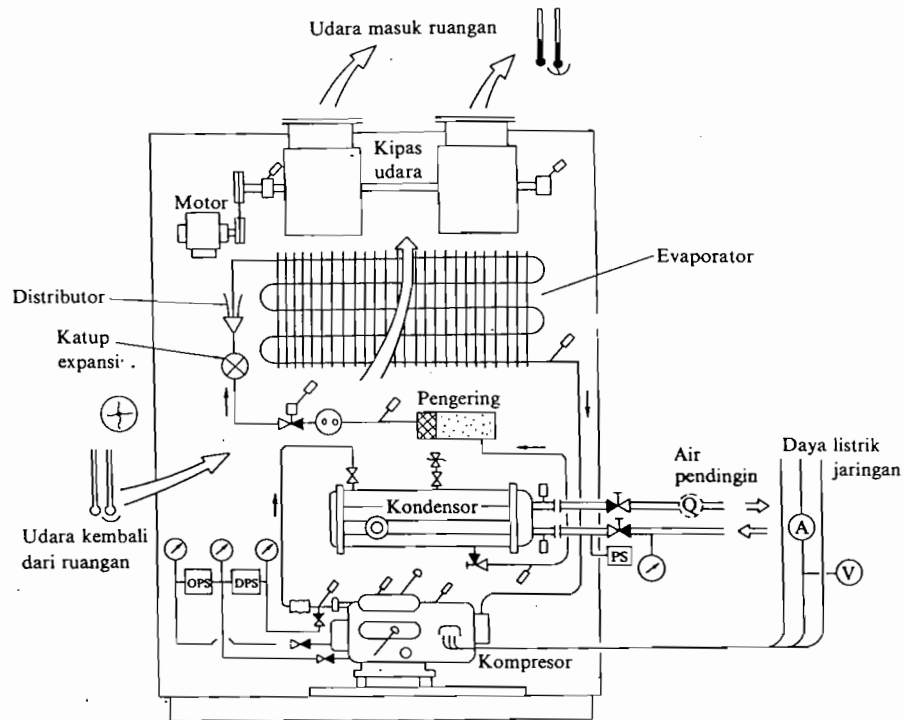
- b) Penurunan volume aliran udara dan penurunan temperatur udara masuk ruangan yang terlampau besar.

Apabila volume aliran udara dalam penyegar udara berkurang karena adanya penyumbatan ataupun tali kipas udara yang selip pada pulinya, maka temperatur udara masuk ke dalam ruangan akan turun dengan cepat. Dengan demikian, sirkulasi udara ruangan akan memburuk dan tidak dapat diperoleh distribusi temperatur udara ruangan yang seragam.

V.2. Tempat atau Bagian Yang Harus Diperiksa Selama Operasi

	Tempat/bagian yang harus diperiksa	Pengukuran	Kondisi operasi yang normal
Pipa gas	Pipa (gas) isap	Tekanan isap	(Tekanan jenuh ekivalen dengan temperatur penguapan refrigeran) + (penurunan tekanan dalam pipa isap)
		Temperatur isap	(Temperatur penguapan) + (<i>superheated</i>)
	Pipa (gas) buang	Tekanan buang	(Tekanan jenuh ekivalen dengan temperatur pengembunan refrigeran) + (penurunan tekanan dalam pipa buang)
		Temperatur buang	Tergantung jenis refrigeran dan kondisi operasi
Kompresor	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan terasa hangat
Motor Listrik	Daya listrik	Tegangan listrik	Tegangan yang ditetapkan ($\pm 10\%$)
		Arus listrik	Sesuai dengan arus kerja yang ditetapkan
	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan terasa hangat
	Rumah (stator)	Temperatur	Tidak terlalu tinggi, hampir sama dengan temperatur kamar
Kipas	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan terasa hangat

	Tali kipas udara	Tegangan	Cukup, ditekan dengan tangan terasa tidak terlalu keras
Kondensor	Air pendingin	Temperatur masuk	Tidak terlalu tinggi (sesuai dengan temperatur rancangan)
		Temperatur keluar	Kenaikan temperatur yang normal 5° - 10° C
		Volume aliran	Sesuai dengan petunjuk/rancangan
	Permukaan cairan	Permukaan cairan refrigeran	Cukup tinggi
	Pipa keluar (cairan)	Temperatur cairan keluar	Sesuai dengan sub-cooled rancangan
Evaporator	Udara/air	Temperatur masuk Temperatur keluar Volume aliran	Kapasitas pendinginan hendaknya dihitung dari selisih temperatur dan volume aliran
	Refrigeran keluar	Temperatur penguapan	Superheated yang wajar
		Tekanan penguapan	Sesuai dengan yang ditentukan (tekanan isap)



	Termometer		Batang akustik		Katup keamanan
	Termometer bola-kering dan bola-basah		Pengukur permukaan cairan		Katup terbuka selama operasi
	Manometer		Kaca pengamatan		Katup tetap menutup selama operasi
	Ammeter		Pengukur aliran udara		Pengukur aliran
	Voltmeter				

Gambar 5.1. Tempat/Bagian Yang Harus Diperiksa Selama Penyegar Udara Bekerja
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito

BAB VI

KESIMPULAN DAN PENUTUP

Hasil Teknis Perancangan :

Sistem Refrigerasi :

Refrigeran	= HFC-134a
Beban pendinginan	= 158 TR
Koefisien prestasi	= 6,17
Sistem pendinginan	= <i>water chiller-plant</i>

Data Evaporator :

Jenis evaporator	= <i>shell and tube</i>
Tekanan	= 3,57 kg/cm ²
Suhu kerja	= 5° C
Jumlah sirkulasi refrigeran	= 3,58 kg/det
Efek pendinginan	= 37 kkal/kg
Diameter luar pipa	= 9,53 mm
Diameter dalam pipa	= 7,75 mm
Panjang pipa	= 1,8 m
Bahan pipa	= tembaga
Jumlah pipa	= 297

Data Kompresor :

Jenis kompresor	= kompresor torak
Tekanan isap	= 3,57 kg/cm ²
Tekanan keluar	= 10,4 kg/cm ²
Perbandingan tekanan	= 2,9
Daya kompresor	= 90 kW
Putaran motor	= 1500 rpm
Jumlah silinder	= 8
Diameter silinder	= 119,6 mm
Panjang langkah torak	= 95,7 mm
Daya motor penggerak	= 134,42 kW
Diameter torak	= 119,2 mm
Panjang silinder	= 215,88 mm
Diameter pena torak	= 41,72 mm
Panjang pena torak	= 101,32 mm
Panjang batang torak	= 239,25 mm
Diameter pena engkol	= 79,86 mm

Data Kondensor :

Jenis kondensor	= <i>shell and tube</i>
Tekanan	= 10,4 kg/cm ²
Suhu kerja	= 40° C
Diameter luar pipa	= 9,53 mm
Diameter dalam pipa	= 7,75 mm

Panjang pipa	= 1,95 m
Jumlah pipa	= 710
Bahan pipa	= tembaga

Data Katup Ekspansi :

Jenis katup	= <i>Thermostatic Expansion Valve</i>
Tekanan masuk	= 10,4 kg/cm ²
Tekanan keluar	= 3,57 kg/cm ²
Diameter <i>orifice</i>	= 13 mm

Data Koil Pendingin :

Jenis koil	= pipa bersirip
Diameter luar pipa	= 9,53 mm
Diameter dalam pipa	= 7,75 mm
Diameter luar sirip	= 17,75 mm
Tebal sirip	= 1 mm
Jarak antar sirip	= 2 mm
Bahan pipa	= tembaga
Bahan sirip	= alumunium
Panjang pipa	= 1,99 m
Jumlah pipa	= 297

Data Saluran Udara :

Kebutuhan udara	= 27000 cfm
Kecepatan udara	= 2000 fpm
Jumlah diffuser	= 10

Penampang saluran	= segi empat
Bahan saluran	= baja galvanis
Bahan isolasi	= <i>glass wool</i>

Data Kipas Udara :

Jenis kipas	= sentrifugal arah aksial
Daya kipas	= 4,75 kW

Data Pompa :

Pompa 1 : Jenis pompa	= sentrifugal arah radial
Daya pompa	= 3,86 HP
Head total	= 42 m
Pompa 2 : Jenis pompa	= sentrifugal arah radial
Daya pompa	= 9,33 HP
Head total	= 42 m

Demikianlah hasil perancangan penyegar udara untuk *sport-hall* ini.

Semoga dapat bermanfaat bagi kita semua.

DAFTAR PUSTAKA

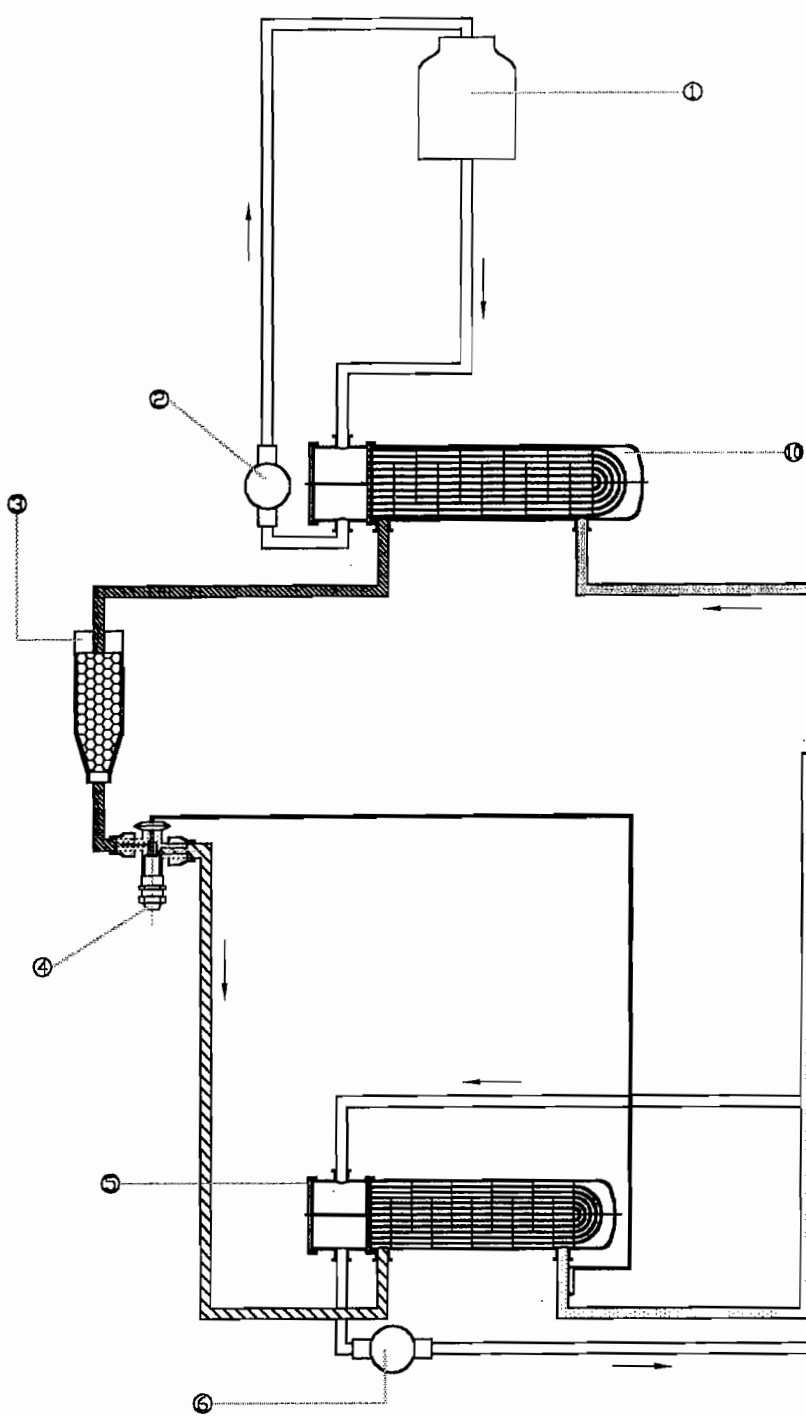
- Arismunandar, W., dan Saito, H., 1995, *Penyegaran Udara*, cetakan kelima,
PT Pradnya Paramita, Jakarta.
- Carrier Air Conditioning Company, 1965, *Handbook of Air Conditioning System*,
Mc Graw Hill Book Company, New York.
- Chlumsky, V., 1964, *Reciprocating and Rotary Compressors*,
Publishers of Technical Literature, Prague, Czechoslovakia.
- Church, H., Austin, 1990, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Penerbit Erlangga,
Jakarta.
- Edwards, Hicks, 1996, *Teknologi Pemakaian Pompa*, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Gunawan, R., 1988, *Pengantar Teori Teknik Pendingin*,
Departemen Pendidikan dan Kebudayaan, Jakarta.
- Harjanto, G., 1996, *Materi Kuliah Pesawat Pendingin*, Yogyakarta.
- Havrella, A., Raymond, *Heating, Ventilating and Air Conditioning Fundamentals*,
Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.
- Holman, J.P., 1984, *Perpindahan Kalor*, edisi keenam, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Khovakh, M., 1951, *Motor Vehicle Engine*, Mc Graw Hill, New York.
- Sitompul, M., Tunggul, *Alat Penukar Kalor*, PT Raja Grafindo Persada, Jakarta.
- Stoecker, W.F., 1989, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, edisi kedua,
Penerbit Erlangga, Jakarta.

Sumanto, 1985, *Dasar-Dasar Mesin Pendingin*,

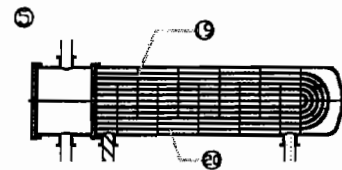
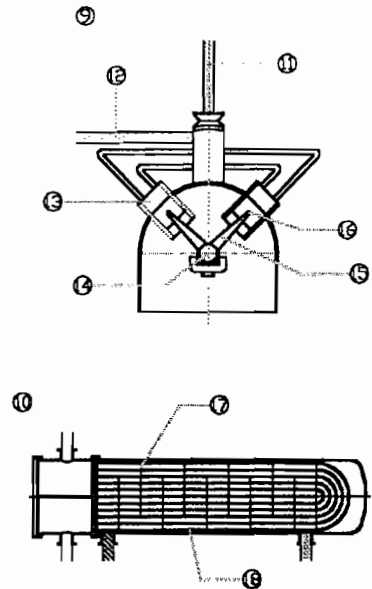
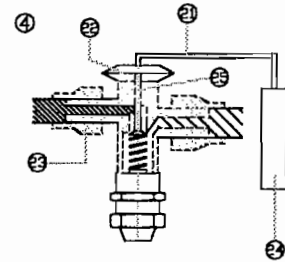
Penerbit Andi Offset, Yogyakarta.

Sularso dan Tahara, H., 1985, *Pompa dan Kompresor*, PT Pradnya Paramita,

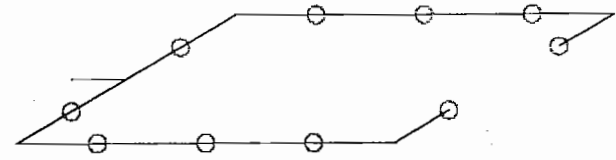
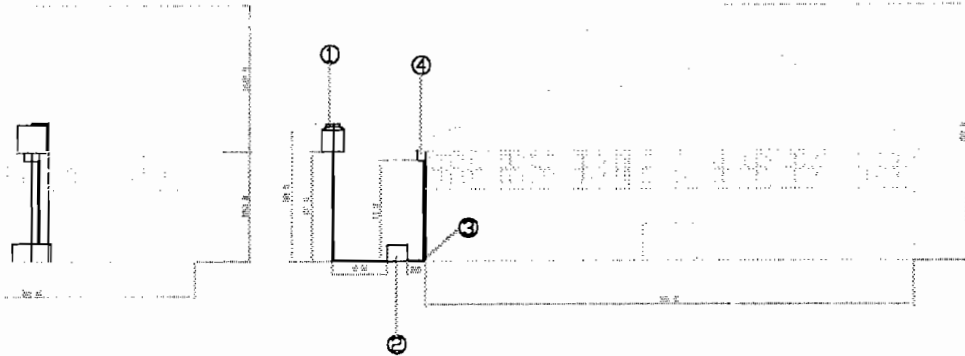
Jakarta



- = PIPA REFRIGERAN CAIR TEKANAN TINGGI
- = PIPA REFRIGERAN CAIR TEKANAN RENDAH
- = PIPA REFRIGERAN UAP TEKANAN RENDAH
- = PIPA REFRIGERAN UAP TEKANAN TINGGI
- = PIPA AIR



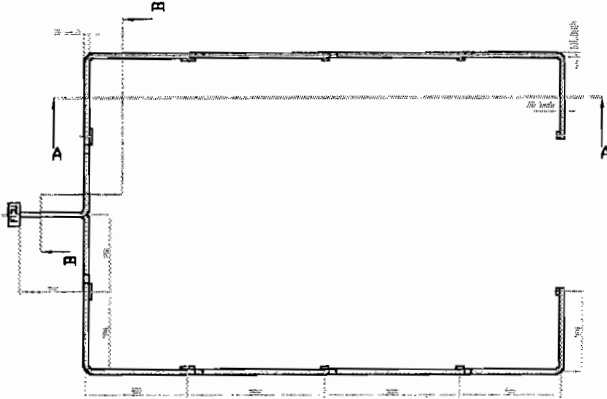
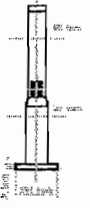
10	PIPA AIR		
11	RESEKSI BOLA		
12	SEKUP		
13	SEKUP		
14	PIPA REFRIGERAN		
15	PIPA REFRIGERAN		
16	PIPA REFRIGERAN		
17	PIPA REFRIGERAN		
18	PIPA REFRIGERAN		
19	PIPA REFRIGERAN		
20	PIPA REFRIGERAN		
21	PIPA REFRIGERAN		
22	PIPA REFRIGERAN		
23	PIPA REFRIGERAN		
24	PIPA REFRIGERAN		
25	PIPA REFRIGERAN		
26	PIPA REFRIGERAN		
27	PIPA REFRIGERAN		
28	PIPA REFRIGERAN		
29	PIPA REFRIGERAN		
30	PIPA REFRIGERAN		
31	PIPA REFRIGERAN		
32	PIPA REFRIGERAN		
33	PIPA REFRIGERAN		
34	PIPA REFRIGERAN		
35	PIPA REFRIGERAN		
36	PIPA REFRIGERAN		
37	PIPA REFRIGERAN		
38	PIPA REFRIGERAN		
39	PIPA REFRIGERAN		
40	PIPA REFRIGERAN		
41	PIPA REFRIGERAN		
42	PIPA REFRIGERAN		
43	PIPA REFRIGERAN		
44	PIPA REFRIGERAN		
45	PIPA REFRIGERAN		
46	PIPA REFRIGERAN		
47	PIPA REFRIGERAN		
48	PIPA REFRIGERAN		
49	PIPA REFRIGERAN		
50	PIPA REFRIGERAN		
51	PIPA REFRIGERAN		
52	PIPA REFRIGERAN		
53	PIPA REFRIGERAN		
54	PIPA REFRIGERAN		
55	PIPA REFRIGERAN		
56	PIPA REFRIGERAN		
57	PIPA REFRIGERAN		
58	PIPA REFRIGERAN		
59	PIPA REFRIGERAN		
60	PIPA REFRIGERAN		
61	PIPA REFRIGERAN		
62	PIPA REFRIGERAN		
63	PIPA REFRIGERAN		
64	PIPA REFRIGERAN		
65	PIPA REFRIGERAN		
66	PIPA REFRIGERAN		
67	PIPA REFRIGERAN		
68	PIPA REFRIGERAN		
69	PIPA REFRIGERAN		
70	PIPA REFRIGERAN		
71	PIPA REFRIGERAN		
72	PIPA REFRIGERAN		
73	PIPA REFRIGERAN		
74	PIPA REFRIGERAN		
75	PIPA REFRIGERAN		
76	PIPA REFRIGERAN		
77	PIPA REFRIGERAN		
78	PIPA REFRIGERAN		
79	PIPA REFRIGERAN		
80	PIPA REFRIGERAN		
81	PIPA REFRIGERAN		
82	PIPA REFRIGERAN		
83	PIPA REFRIGERAN		
84	PIPA REFRIGERAN		
85	PIPA REFRIGERAN		
86	PIPA REFRIGERAN		
87	PIPA REFRIGERAN		
88	PIPA REFRIGERAN		
89	PIPA REFRIGERAN		
90	PIPA REFRIGERAN		
91	PIPA REFRIGERAN		
92	PIPA REFRIGERAN		
93	PIPA REFRIGERAN		
94	PIPA REFRIGERAN		
95	PIPA REFRIGERAN		
96	PIPA REFRIGERAN		
97	PIPA REFRIGERAN		
98	PIPA REFRIGERAN		
99	PIPA REFRIGERAN		
100	PIPA REFRIGERAN		



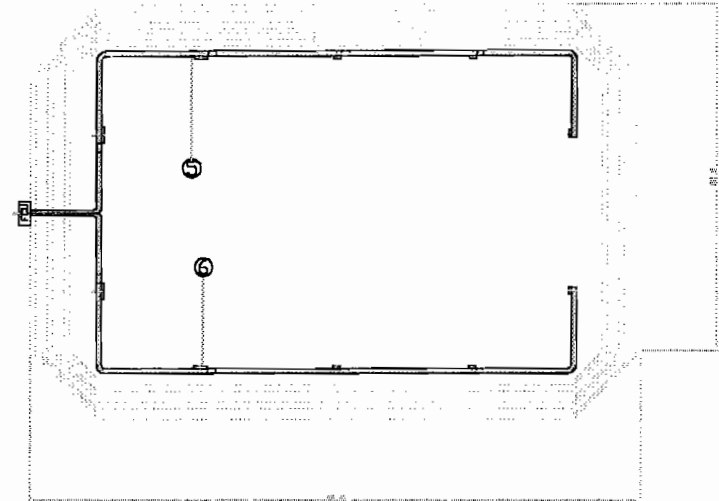
POT A-A



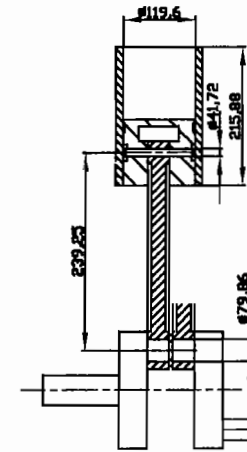
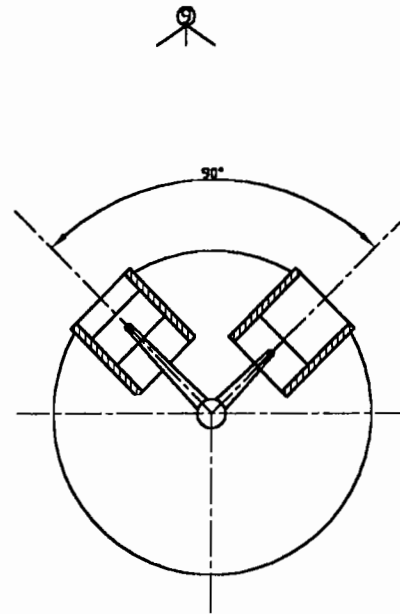
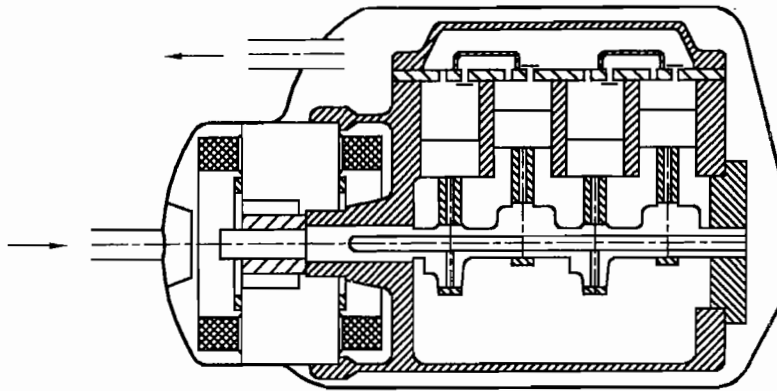
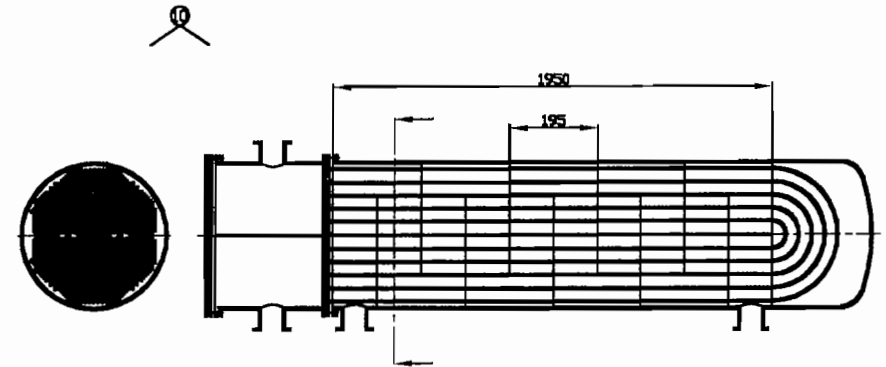
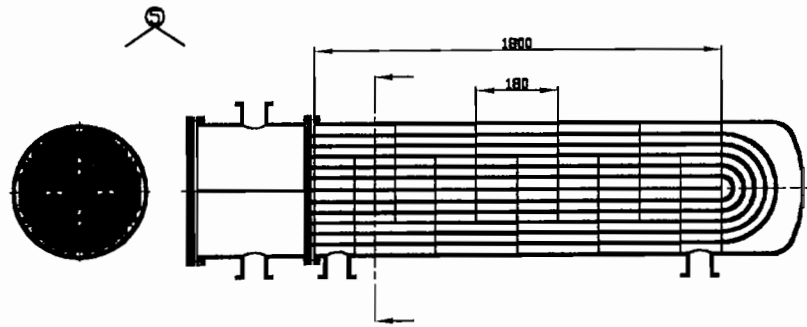
POT B-B



DENAH TEMPAT DUDUK DILIHAT DARI ATAS



1	1	1	1	1
2	2	2	2	2
3	3	3	3	3
4	4	4	4	4
5	5	5	5	5
6	6	6	6	6
7	7	7	7	7
8	8	8	8	8
9	9	9	9	9
10	10	10	10	10
11	11	11	11	11
12	12	12	12	12
13	13	13	13	13
14	14	14	14	14
15	15	15	15	15
16	16	16	16	16
17	17	17	17	17
18	18	18	18	18
19	19	19	19	19
20	20	20	20	20
21	21	21	21	21
22	22	22	22	22
23	23	23	23	23
24	24	24	24	24
25	25	25	25	25
26	26	26	26	26
27	27	27	27	27
28	28	28	28	28
29	29	29	29	29
30	30	30	30	30
31	31	31	31	31
32	32	32	32	32
33	33	33	33	33
34	34	34	34	34
35	35	35	35	35
36	36	36	36	36
37	37	37	37	37
38	38	38	38	38
39	39	39	39	39
40	40	40	40	40
41	41	41	41	41
42	42	42	42	42
43	43	43	43	43
44	44	44	44	44
45	45	45	45	45
46	46	46	46	46
47	47	47	47	47
48	48	48	48	48
49	49	49	49	49
50	50	50	50	50
51	51	51	51	51
52	52	52	52	52
53	53	53	53	53
54	54	54	54	54
55	55	55	55	55
56	56	56	56	56
57	57	57	57	57
58	58	58	58	58
59	59	59	59	59
60	60	60	60	60
61	61	61	61	61
62	62	62	62	62
63	63	63	63	63
64	64	64	64	64
65	65	65	65	65
66	66	66	66	66
67	67	67	67	67
68	68	68	68	68
69	69	69	69	69
70	70	70	70	70
71	71	71	71	71
72	72	72	72	72
73	73	73	73	73
74	74	74	74	74
75	75	75	75	75
76	76	76	76	76
77	77	77	77	77
78	78	78	78	78
79	79	79	79	79
80	80	80	80	80
81	81	81	81	81
82	82	82	82	82
83	83	83	83	83
84	84	84	84	84
85	85	85	85	85
86	86	86	86	86
87	87	87	87	87
88	88	88	88	88
89	89	89	89	89
90	90	90	90	90
91	91	91	91	91
92	92	92	92	92
93	93	93	93	93
94	94	94	94	94
95	95	95	95	95
96	96	96	96	96
97	97	97	97	97
98	98	98	98	98
99	99	99	99	99
100	100	100	100	100



NO	REV	DATE	BY	CHKD	APPROVED
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					
31					
32					
33					
34					
35					
36					
37					
38					
39					
40					
41					
42					
43					
44					
45					
46					
47					
48					
49					
50					

LAMPIRAN

Tabel 1. Data cuaca di beberapa negara Asia
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 34

Negara	Kota	Garis lintang (°)	Garis bujur (°)	Elevasi (m)	Musim dingin			Musim panas						6)	5)
					Bulan terdingin 2)		Temperatur	Bulan terpanas 2) ③'			Temperatur rancangan				
					Bulan	Temperatur bola basah (°C)		Bulan	Temperatur kering rata-rata (°C)	Perbandingan Kelembaban rata-rata (kg/kg)	Kelembaban relatif rata-rata (%)	Perubahan temperatur harian ④) Δθ (°C)	Temperatur bola kering ⑤) θ _{max} (°C)		
Birma	Rangun	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	38	0,0205	28
Hong Kong	Hong Kong	22 N	114 E	33	Jan.	15,4	8,9	Juli	28,4	0,0204	83	6	33	0,0203	27
India	Cakutta	23 N	88 E	6	Jan.	20,2	11,1	Mei (Musim kemarau)	31,1	0,0198	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	82 77	8	32	0,020	27
Irak	Baghdad	33 N	44 E	34	Jan.	10,1	0	Juli	34,3	0,0077	23	19	45	0,0082	23
Jepang	Tokyo	36 N	140 E	6	Jan.	4,1	-3,3	Agustus	26,7	0,0170	77	8	33	0,0207	27
Malaysia	Kuala Lumpur	3 N	102 E	38	Des.	26,6	21,1	Mei Juni	27,7	0,0183 0,0176	78 75	11	34	0,0210	28
	Singapura	1 N	104 E	10	Jan.	26,1	21,7	Juni	28,0	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	38	0,0195	28
Philippina	Manila	15 N	121 E	15	Jan.	25,4	22,8	Mei	29,4	0,0184	71	11	34	0,0210	28
Saudi-Arabia	Riyadh	25 N	47 E	594	Jan.	14,5	2,8	Juli	33,6	0,0084	26	18	43	0,0133	26
Muangthai	Bangkok	14 N	101 E	16	Des.	25,5	16,1	April (Musim kemarau)	30,3	0,211	77	10	36	0,0202	28
Vietnam	Ho Chi Minh	11 N	107 E	10	Des.	25,7	18,3	April	28,8	0,0180	72	9	34	0,0243	29
Mesir	Kairo	30 N	31 E	116	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, Rangun 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 perbandingannya
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 33

Aplikasi	Temperatur bola kering rancangan θ_{ranc}	Kelembaban relatif rancangan φ_{ranc}	Perbandingan kelembaban x_{ranc}
Ruang biasa	26°C	50%	0,0105
Restoran, Ruang pertemuan	26°C	55%	0,0116

Tabel 3. Koefisien transmisi kalor dari jendela

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 44

Satu pelat kaca	(Tidak bergantung pada tebalnya)	5,5 kcal/m ² jam °C
Kaca ganda	(")	2,2 "
Blok kaca	(")	5,5 "

Dari Architectural Institute of Japan, Material Collection 6

Tabel 4. Faktor transmisi dari jendela

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 43

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.

Tabel 5. Jumlah pergantian udara

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 44

Rumah standar	1 kali
Rumah dengan banyak jendela	1,5–2 kali
Rumah, pintu dan jendela sering dibuka tutup	1,5–2 kali

Tabel 6. Jumlah udara luar masuk ruangan penyegaran

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 65

Ruangan tanpa perokok	Toko serba ada, gedung pertunjukan, ruang komputer	18 m ³ /jam per orang
Ruangan dengan perokok (setengah jumlah orang merokok)	Kantor, ruang pertemuan, Restoran, ruang perawatan	30 " "
Kamar bebas merokok (Hampir semua orang merokok)	Ruang merokok Ruang pribadi Ruang tunggu	50 " "

Tabel 7. Jumlah kalor sensibel dan kalor laten dari orang
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 64

Kondisi kerja	Bangunan	Jumlah kalor total orang (laki-laki) dewasa	Jumlah kalor radiasi untuk perancangan				Faktor kelompok orang yang bekerja (26)
			Kalor pada	25°C	26°C	27°C	
Duduk di kursi	Gedung	87 kcal/jam	Sensibel (26)	53	50	46	0,897
			Laten (30)	25	28	32	
Bekerja di belakang meja	Kantor Hotel	106	Sensibel (26)	53	49	45	0,947
			Laten (30)	47	51	55	
Berdiri atau berjalan lambat	Toko serba ada Toko eceran	123	Sensibel (26)	61	52		0,818
			Laten (30)	40	44	49	
Dansa	Ruang dansa	201	Sensibel (26)	68	62	55	0,944
			Laten (30)	122	128	135	
Bekerja	Pabrik	335	Sensibel (26)	115	110	106	0,967
			Laten (30)	209	214	218	

Tabel 8. Koefisien transmisi kalor dan kapasitas kalor dinding
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 45

Tebal dinding (mm)			Koefisien transmisi kalor K (kcal/m ² jam°C)	*Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² /°C)
Lapisan (biasa)	Bagian utama			
Atap luar menonjol ke luar 5 mm Adukan semen di luar 15 mm Adukan semen di luar 15 mm Plester 3 mm	Beton	12 mm	3,08	79
		150	2,89	93
		200	2,62	117
	Batu bata	250	2,05	141
		210 mm	1,62	91
Tanpa lapisan	Beton	50 mm	4,75	24
		100 mm	4,06	48
		200 mm	3,15	96

Kapasitas kalor per 1 m² dinding = kalikan tebal setiap lapisan dinding dengan kapasitas kalor (Tabel 10) yang bersangkutan dan jumlahkan.

Tabel 9. Koefisien transmisi kalor dan kapasitas kalor atap
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 45

Tebal atap (mm)			Koefisien transmisi kalor K (kcal/m ² h°C)	Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C)
Kayu, asbestos semen, langit-langit (12 mmHARDTEX)			2,86	7,5
Adukan semen rapat air 20 mm biasa	Tebal beton 100 mm	Dengan langit-langit	1,94	53,8
		Tanpa langit-langit	3,45	57,8
	Tebal beton 150 mm	Dengan langit-langit	1,81	77,9
		Tanpa langit-langit	3,78	81,9
Lapisan adukan semen 20 mm Beton sinder 60 mm Aspal rapat air 10 mm biasa	Tebal beton 120 mm	Dengan langit-langit	1,58	63,4
		Tanpa langit-langit	2,46	67,4
	Tebal beton 150 mm	Dengan langit-langit	1,13	77,9
		Tanpa langit-langit	2,34	81,9

Kapasitas kalor per 1 m² atap = kalikan tebal setiap lapisan atap dengan kapasitas kalor (Tabel 10) yang bersangkutan dan jumlahkan.

Tabel 10. Tahanan kalor dan kapasitas kalor dari bahan bangunan
 Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 48

Nama	Tahanan konduksi kalor ($m^2 \text{ jam/kcal}$)		Tahanan konduktivitas kalor ($m \text{ jam}^\circ\text{C/kcal}$)	Kapasitas kalor ($\text{kcal/m}^3^\circ\text{C}$)
	Tebal	R		
Tembaga		—	0,0030	819
Aluminium		—	0,0049	567
Besi		—	0,0242	821
Marmar		—	0,741	561
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	485
Kayu		—	7,35	247
Papan plester		—	5,46	204
Papan parit		—	5,75	196
Papan asbestos semen	6 mm	0,0055	—	302
Papan flexibel		—	1,89	311
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^3)		—	18,4	13,4
Wol gelas (20 kg/m^3)		—	26,5	4,0
Busa polyethylene (31 kg/m^3)		—	39,1	?
Busa polyurethane keras (29 kg/m^3)		—	46,7	?
Gabus dengan karbon (165 kg/m^3)		—	21,5	66
Batu apung (1,2–20 mm)		—	11	132
Wol		—	10	52
Udara (20°C)		—	45,5	0,289

Tabel 11. Radiasi matahari yang bersangkutan dengan selisih temperatur ETD

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 51

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 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	4,6	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	14,1	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

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 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	0,3	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
18	1,3	2,6	3,9	4,8	1,3	2,1	2,6	2,7	1,3	2,0	2,3	2,2
19	0,4	1,7	3,1	4,2	0,4	1,4	2,1	2,5	0,4	1,3	1,9	2,0
20	0,1	1,0	2,3	3,5	0,1	0,8	1,6	2,1	0,1	0,8	1,4	1,8
21	0,0	0,6	1,7	2,9	0,0	0,5	1,2	1,7	0,0	0,5	1,0	1,5
22	0,0	0,2	1,3	2,4	0,0	0,3	0,9	1,4	0,0	0,3	0,8	1,2
23	0,0	0,2	1,0	2,0	0,0	0,2	0,6	1,2	0,0	0,2	0,6	1,0
24	0,0	0,1	0,7	1,6	0,0	0,1	0,5	0,9	0,0	0,1	0,4	0,8

°C

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Barat Daya				Barat				Barat Laut			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,1	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	13,6	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

Tabel 12. General properties of refrigerants (HFC-134a & CFC 12)
 Sumber : Dasar Teknik Pendingin, Greg. Harjanto

	HFC134a	<Reference> CFC12
Chemical Name	1, 1, 1, 2-Tetrafluoroethane	Dichlorodifluoromethane
Chemical Formula	CH ₂ FCF ₃	CCl ₂ F ₂
Molecular Weight	102.03	120.91
Boiling Point (101.325 kPa)	[°C] -26.18	-29.8
Freezing Point (101.325 kPa)	[°C] -101	-157.8
Critical Temperature	[°C] 101.15	111.8
Critical Pressure	[kg/cm ² .a] 41.45	42.1
Critical Density	[kg/m ³] 511 ± 5	558
Saturated Liquid Density (25°C)	[kg/m ³] 1206.0	1311
Saturated Vapor Specific Volume (25°C)	[m ³ /kg] 0.031009	0.02708
Isobaric Specific Heat Capacity - Vapor - (25°C, 101.325 kPa)	[kcal/kg·k] 0.2036	0.146
Heat of Vaporization (25°C)	[kcal/kg] 42.54	39.68
Thermal Conductivity - Saturated Liquid - (25°C)	[kcal/kg·k] 0.0701	0.060
Conductivity - Vapor - (25°C, 101.325 kPa)	[kcal/kg·k] 0.0113	0.0088
Viscosity - Saturated Liquid - (25°C)	[cP] 0.2019	0.208
Viscosity - Vapor - (25°C, 101.325 kPa)	[cP] 0.01241	0.0125
Specific Dielectric Constant - Vapor - (25°C, 101.325 kPa)	1.025	1.004
Inflammability	Nonflammable	Nonflammable
Ozone Depletion Potentials (CFC 11 : 1.0)	0	1.0
Global Warming Potentials (CFC 11 : 1.0)	0.26	3.0

Tabel 13. Characteristics of refrigerants (HFC-134a & CFC 12)

Sumber : Dasar Teknik Pendingin, Greg. Harjanto

Refrigerant	Evaporating temp. °C	Condensing temp. °C	Evaporation pressure kg/cm ² abs.	Condensing pressure kg/cm ² abs.	Compression ratio	Refrigerating capacity kcal/kg	Specific volume (liquid) V _{kg}	Refrigerant circulating volume (liquid) V _{hr/ton}	Specific volume (vapour) m ³ /kg	Refrigerant circulating volume (vapour) m ³ /hr/ton	Compression efficiency kcal/kg	Coefficient of efficiency	Necessary Power HP/ton	Compressor discharging temperature °C
HFC134a	-40	10	0.531	4.23	7.97	40.47	0.781	64.1	0.356	29.2	10.2	4.0	1.33	27
	-15	30	1.68	7.85	4.66	37.57	0.829	73.3	0.121	10.7	7.7	4.9	1.08	39
	5	40	3.57	10.4	2.90	36.90	0.858	77.2	0.059	5.28	5.3	6.9	0.76	45
CFC12	-40	10	0.654	4.32	6.61	30.82	0.724	78.0	0.243	26.1	7.8	4.0	1.33	23
	-15	30	1.86	7.59	4.08	29.11	0.763	87.0	0.091	10.4	5.9	4.9	1.06	38
	5	40	3.70	9.78	2.64	28.75	0.785	90.7	0.048	5.52	4.1	7.1	0.74	44

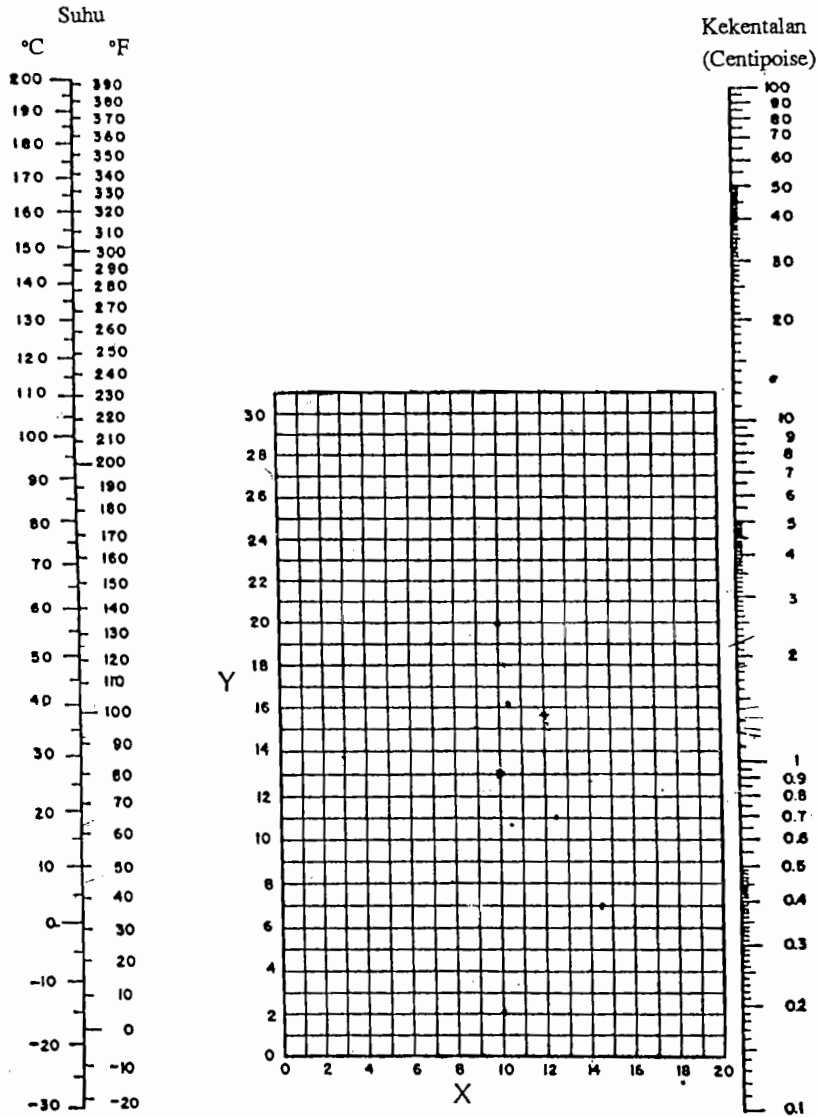
Tabel 14. Dimensi pipa tembaga

Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker, hal. 129

DL, mm	DD, mm		DL, mm	DD, mm	
	Jenis K	Jenis L		Jenis K	Jenis L
9,53	7,75	8,00	53,98	49,76	50,42
12,70	10,21	10,92	66,68	61,85	62,61
15,88	13,39	13,84	79,38	73,84	74,80
19,05	16,56	16,92	92,08	85,98	87,00
22,23	18,92	19,94	104,8	97,97	99,19
28,58	25,27	26,04	130,2	122,1	123,8
34,93	31,62	32,13	155,6	145,8	148,5
41,28	37,62	38,23	206,4	192,6	196,2
			257,2	240,0	244,5
			308,0	287,4	293,8

DL = diameter luar, DD = diameter dalam

Tabel 15. Kekentalan berbagai jenis cairan
 Sumber : Alat Penukar Kalor, M. Sitompul, hal. 220



Lanjutan tabel 15

Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde	15.7	4.8	Freon-21	15.7	7.6
Acetic acid, 100%	12.1	14.2	Freon-22	17.2	4.7
Acetic acid, 70%	9.7	17.0	Freon-113	12.5	11.4
Acetic anhydride	12.7	12.8	Freon-114	14.6	8.8
Acetone, 100%	14.6	7.2	Glycerol, 100%	2.0	20.0
Acetone, 35%	7.9	15.0	Glycerol, 50%	6.9	19.0
Allyl alcohol	10.2	14.2	Heptane	14.1	8.4
Ammonia, 100%	12.0	2.0	Hexane	14.7	7.0
Ammonia, 26%	10.1	13.9	Hydrochloric acid, 31.5%	13.0	10.0
Amyl acetate	11.8	12.5	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
Amyl alcohol	7.5	18.4	Isobutyric acid	12.2	14.4
Aniline	8.1	18.7	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
Anisole	12.2	13.5	Mercury	18.4	10.4
Arsenic trichloride	13.9	14.5	Methanol, 100%	12.4	10.5
Benzene	12.5	10.9	Methanol, 90%	12.3	11.3
Brine, CaCl ₂ , 25%	6.6	15.9	Methanol, 40%	7.8	15.5
Brine, NaCl, 25%	10.2	16.0	Methyl acetate	14.2	8.2
Bromine	14.2	13.2	Methyl chloride	16.0	8.3
Bromotoluene	20.0	15.9	Methyl ethyl ketone	18.9	8.3
n-Butane	15.3	3.3	Naphthalene	7.9	18.1
Isobutane	14.5	3.7	Nitric acid, 95%	12.8	13.3
Butyl acetate	12.3	11.0	Nitric acid, 60%	10.8	17.0
Butyl alcohol	8.3	17.2	Nitrobenzene	10.0	10.2
Butyric acid	12.1	15.3	Nitrotoluene	11.0	17.0
Carbon dioxide	11.6	0.3	Octane	13.7	10.0
Carbon disulfide	16.1	7.5	Octyl alcohol	8.6	21.1
Carbon tetrachloride	12.7	13.1	Pentachloroethane	10.9	17.3
Chlorobenzene	12.3	12.4	Pentane	14.9	5.2
Chloroform	14.4	10.2	Phenol	6.9	20.8
Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	Phosphorus trichloride	10.2	10.9
Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	Propane	15.3	1.0
Chlorotoluene, para	13.3	12.5	Propionic acid	12.8	13.8
Cresol, meta	2.6	20.8	Propyl alcohol	9.1	10.5
Cyclohexanol	2.6	24.3	Propyl bromide	14.5	9.6
Dibromoethane	12.7	15.8	Propyl chloride	14.4	7.5
Dichloroethane	13.2	12.2	Propyl iodide	14.1	11.6
Dichloromethane	14.6	8.9	Sodium	16.4	13.9
Diethyl oxalate	11.0	16.4	Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
Dimethyl oxalate	12.3	15.8	Stannic chloride	13.5	12.8
Diphenyl	12.0	18.3	Sulfur dioxide	15.2	7.1
Dipropyl oxalate	10.3	17.7	Sulfuric acid, 110%	7.2	27.4
Ethyl acetate	13.7	9.1	Sulfuric acid, 98%	7.0	24.8
Ethyl alcohol, 100%	10.8	18.8	Sulfuric acid, 90%	10.2	21.3
Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3	Sulfuryl chloride	15.2	12.4
Ethyl alcohol, 40%	6.8	16.0	Tetrachloroethane	11.9	15.7
Ethyl benzene	13.2	11.5	Tetrachloroethylene	14.2	12.7
Ethyl bromide	14.5	8.1	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
Ethyl chloride	14.8	6.0	Toluene	13.7	10.4
Ethyl ether	14.5	5.2	Trichloroethylene	14.8	10.5
Ethyl formate	14.2	8.4	Turpentine	11.5	14.9
Ethyl iodide	14.7	10.3	Vinyl acetate	14.0	8.8
Ethylene glycol	6.0	23.0	Water	10.2	18.0
Formic acid	10.7	15.8	Xylene, ortho	18.5	12.1
Freon-11	14.4	9.0	Xylene, meta	18.9	10.0
Freon-12	10.8	5.0	Xylene, para	18.9	10.9

Tabel 16. Recommended maximum duct velocities
 Sumber : Carrier Air Conditioning Hand Book, hal. 2-37

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1500	1300	1200	1000
Private Offices Directors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1500	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

Tabel 17. Bobot spesifik air

Sumber : Pompa dan Blower Sentrifugal, Austin H. Church, hal. 8

Cairan	Kekentalan Absolut μ		Kekentalan Kinematik ν		Bobot Spesifik γ	
	poise	slug per ft. det.	stokes	ft ² per detik	gram per cc	lb. per ft ³
Udara	0,1783 (10) ⁻³	0,3723 (10) ⁻⁶	0,1455	0,1566 (10) ⁻³	0,001224	0,0765
Air	0,01144	23,890 (10) ⁻⁶	0,01145	12,32 (10) ⁻⁶	1,000	62,34

Tabel 18. Duct dimension


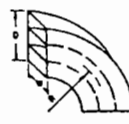
Sumber : Carrier Air Conditioning Hand Book, hal. 2-34

SIDE	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9												
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9	.94	13.1										
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	12.9	1.09	14.2	1.28	15.3								
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5						
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7				
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9		
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.97	19.0	2.31	20.6	2.66	22.1	3.01	23.5	3.35	24.8	3.71	26.1
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.86	22.9	3.25	24.4	3.60	25.7	4.00	27.1
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	25.2	3.89	26.7	4.27	28.0
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.93	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.25	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7
36	1.18	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.1	2.98	23.4	3.57	25.6	4.15	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8
44	1.38	15.9	1.95	18.9	2.52	21.5	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.46	25.2	4.15	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7
68					3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7
72					3.83	26.5	4.71	29.4	5.69	32.3	6.60	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.52	41.8
76					4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.83	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8
80					4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8
84							5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.2	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6
88							5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4
92							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.39	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3
96							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2
100									7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6
104									7.60	37.4	8.90	40.5	10.3	43.5	11.6	46.2	13.0	48.8
108									7.90	38.0	9.20	41.2	10.6	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6
112									8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	13.8	50.3
116											9.80	42.4	11.3	45.5	12.6	48.1	14.3	51.3
120											10.0	42.8	11.5	46.0	13.1	49.1	14.4	51.5
124											10.3	43.5	11.9	46.7	13.4	49.6	15.0	52.4
128											10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.5	53.3
132													12.5	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9
136													12.8	48.5	14.5	51.6	16.2	54.5
140													13.0	48.8	14.7	52.0	16.5	55.0
144													13.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.6

Tabel 19. Percent section area in branches
 Sumber : *Carrier Air Conditioning Hand Book*, hal. 2-46

CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %
1	2.0	26	33.5	51	59.0	76	81.0
2	3.5	27	34.5	52	60.0	77	82.0
3	5.5	28	35.5	53	61.0	78	83.0
4	7.0	29	36.5	54	62.0	79	84.0
5	9.0	30	37.5	55	63.0	80	84.5
6	10.5	31	39.0	56	64.0	81	85.5
7	11.5	32	40.0	57	65.0	82	86.0
8	13.0	33	41.0	58	65.5	83	87.0
9	14.5	34	42.0	59	66.5	84	87.5
10	16.5	35	43.0	60	67.5	85	88.5
11	17.5	36	44.0	61	68.0	86	89.5
12	18.5	37	45.0	62	69.0	87	90.0
13	19.5	38	46.0	63	70.0	88	90.5
14	20.5	39	47.0	64	71.0	89	91.5
15	21.5	40	48.0	65	71.5	90	92.0
16	23.0	41	49.0	66	72.5	91	93.0
17	24.0	42	50.0	67	73.5	92	94.0
18	25.0	43	51.0	68	74.5	93	94.5
19	26.0	44	52.0	69	75.5	94	95.0
20	27.0	45	53.0	70	76.5	95	96.0
21	28.0	46	54.0	71	77.0	96	96.5
22	29.5	47	55.0	72	78.0	97	97.5
23	30.5	48	56.0	73	79.0	98	98.0
24	31.5	49	57.0	74	80.0	99	99.0
25	32.5	50	58.0	75	80.5	100	100.0

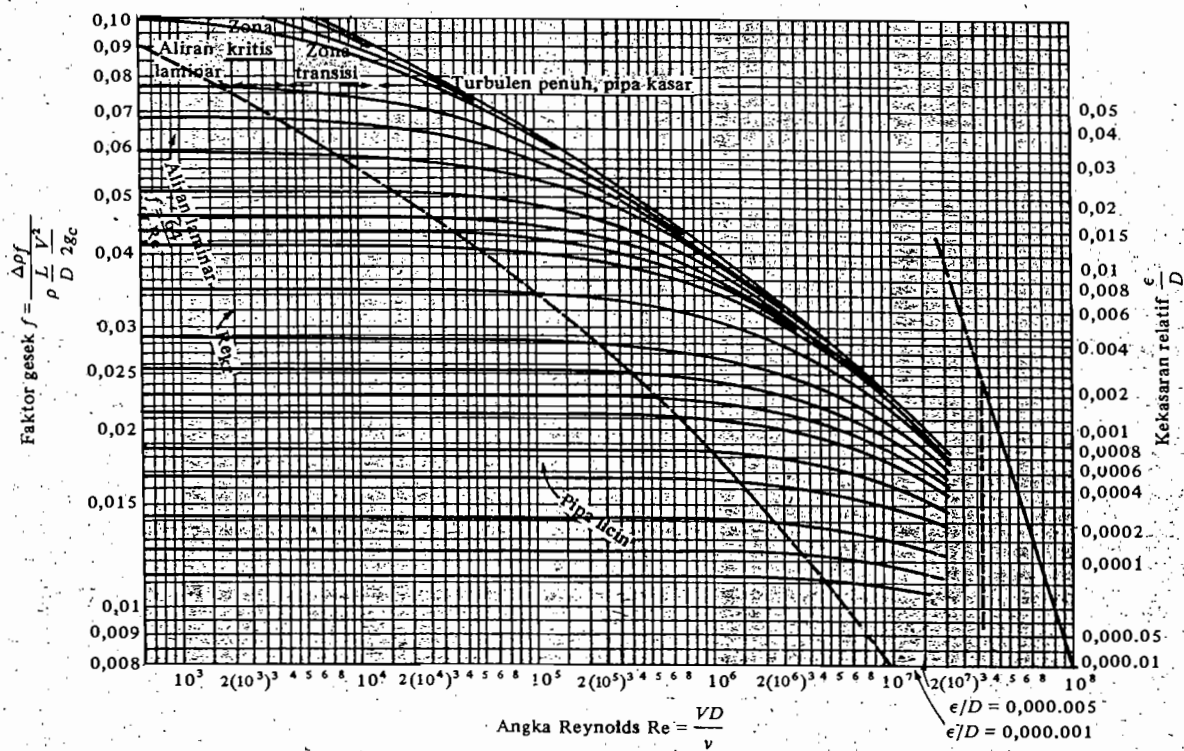
Tabel 20. Friction of rectangular duct
 Sumber : *Carrier Air Conditioning Hand Book*, hal. 2-40

ELEMENT	CONDITIONS	L/D RATIO †																																												
Rectangular Radius Elbow 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">W/D</th> <th colspan="5">R/D</th> </tr> <tr> <th>.5</th> <th>.75</th> <th>1.00</th> <th>1.25*</th> <th>1.50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="6" style="text-align:center">L/D Ratio</td> </tr> <tr> <td>.5</td> <td>33</td> <td>14</td> <td>9</td> <td>5</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>45</td> <td>18</td> <td>11</td> <td>7</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>80</td> <td>30</td> <td>14</td> <td>8</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>125</td> <td>40</td> <td>18</td> <td>12</td> <td>7</td> </tr> </tbody> </table>					W/D	R/D					.5	.75	1.00	1.25*	1.50	L/D Ratio						.5	33	14	9	5	4	1	45	18	11	7	4	3	80	30	14	8	5	6	125	40	18	12	7
	W/D	R/D																																												
.5		.75	1.00	1.25*	1.50																																									
L/D Ratio																																														
.5	33	14	9	5	4																																									
1	45	18	11	7	4																																									
3	80	30	14	8	5																																									
6	125	40	18	12	7																																									
Rectangular Vaned Radius Elbow 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Number of Vanes</th> <th colspan="5">R/D</th> </tr> <tr> <th>.50</th> <th>.75</th> <th>1.00</th> <th colspan="2">1.50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="6" style="text-align:center">L/D Ratio</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>18</td> <td>10</td> <td>8</td> <td colspan="2">7</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>12</td> <td>8</td> <td>7</td> <td colspan="2">7</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>10</td> <td>7</td> <td>7</td> <td colspan="2">6</td> </tr> </tbody> </table>					Number of Vanes	R/D					.50	.75	1.00	1.50		L/D Ratio						1	18	10	8	7		2	12	8	7	7		3	10	7	7	6							
	Number of Vanes	R/D																																												
.50		.75	1.00	1.50																																										
L/D Ratio																																														
1	18	10	8	7																																										
2	12	8	7	7																																										
3	10	7	7	6																																										

Tabel 21. Harga pendekatan dari randemen kompresor
 Sumber : Turbin Pompa dan Kompresor, Fritz Dietzel, hal. 363

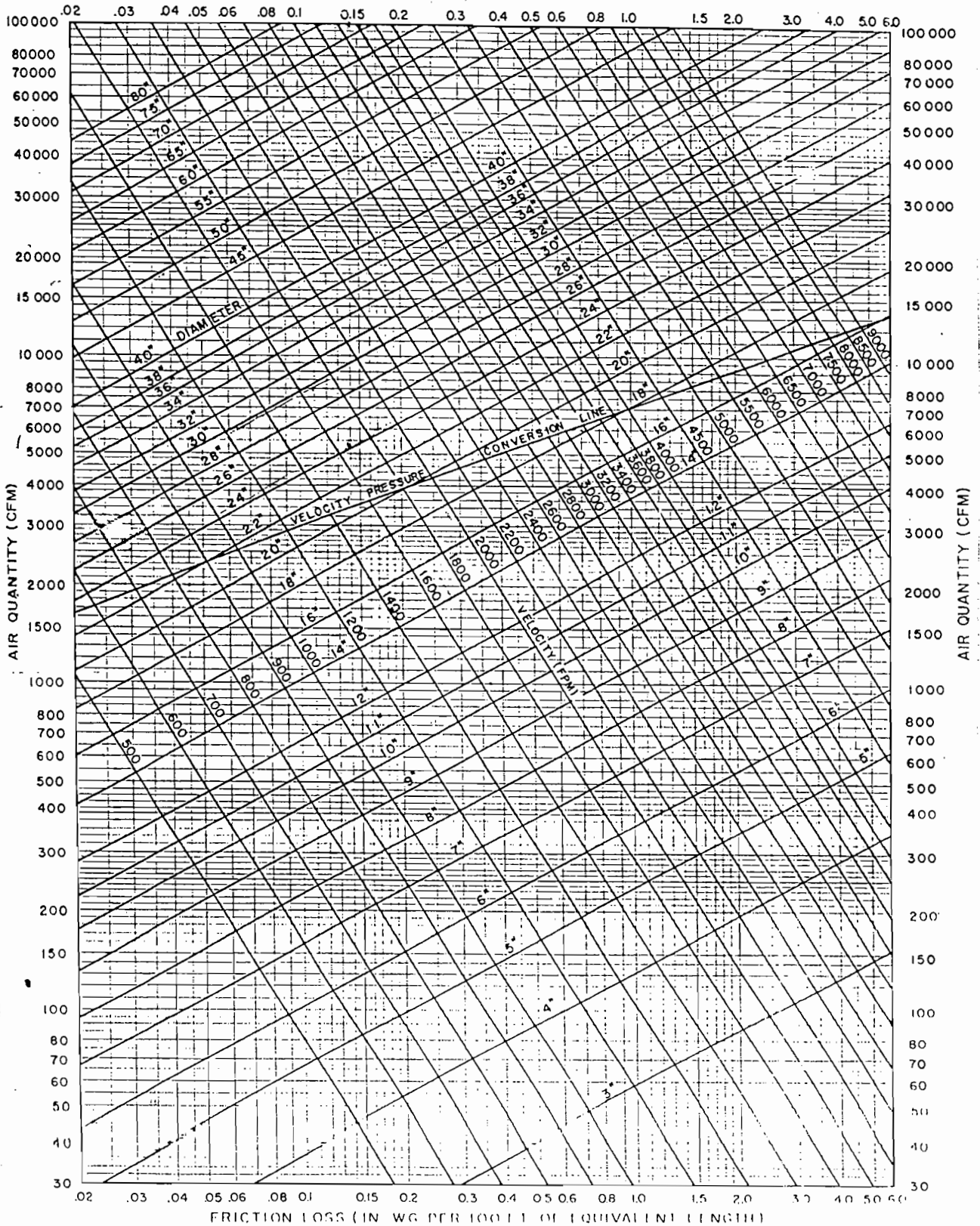
Jenis konstruksi	p_d/p_s	Randemen
Kompresor tekanan tinggi Banyak tingkat dengan pendinginan	5 s/d 10	$\eta_{h, iso} = 0,60$ s/d $0,75$
Kompresor tekanan tinggi satu tingkat dengan pendinginan	1,5 s/d 1,9	$\eta_{h, iso} = 0,65$ s/d $0,84$
Kompresor tekanan sedang banyak tingkat	1,05 s/d 1,50	$\eta_{h, isen} = 0,70$ s/d $0,85$
Kompresor tekanan tinggi satu tingkat	2,0 s/d 3,0	$\eta_{h, isen} = 0,60$ s/d $0,80$
Kompresor tekanan rendah satu atau banyak tingkat	1,5 s/d 2,0	$\eta_{h, isen} = 0,60$ s/d $0,80$

Grafik 1. Faktor gesek dalam pipa
 Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman, hal. 256



Grafik 2. Friction loss for round duct

Sumber : *Carrier Air Conditioning Hand Book*, hal. 2-40



Daftar 1. Sifat-sifat udara pada tekanan atmosfer
 Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman, hal. 589

T, K	ρ kg/m ³	c_p , kJ/kg · °C	μ , kg/m · s × 10 ⁶	ν , m ² /s × 10 ⁶	k , W/m · °C	α , m ² /s × 10 ⁴	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	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

Daftar 2. Sifat-sifat zat cair jenuh

Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman, hal. 587

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ kg/m^3	$c_p,$ $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	$\nu,$ m^2/s	$k,$ $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	$\alpha,$ m^2/s	Pr	β, K^{-1}
<i>Diklorofluorametana, (freon), CCl_2F_2</i>							
-50	1,546.75	0.8750	0.310×10^{-6}	0.067	0.501×10^{-7}	6.2	2.63×10^{-3}
-40	1,518.71	0.8847	0.279	0.069	0.514	5.4	
-30	1,489.56	0.8956	0.253	0.069	0.526	4.8	
-20	1,460.57	0.9073	0.235	0.071	0.539	4.4	
-10	1,429.49	0.9203	0.221	0.073	0.550	4.0	
0	1,397.45	0.9345	0.214×10^{-6}	0.073	0.557×10^{-7}	3.8	
10	1,364.30	0.9496	0.203	0.073	0.560	3.6	
20	1,330.18	0.9659	0.198	0.073	0.560	3.5	
30	1,295.10	0.9835	0.194	0.071	0.560	3.5	
40	1,257.13	1.0019	0.191	0.069	0.555	3.5	
50	1,215.96	1.0216	0.190	0.067	0.545	3.5	

Daftar 3. Sifat-sifat air

Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman, hal. 593

$^\circ\text{F}$	$^\circ\text{C}$	$c_p,$ $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	$\rho,$ kg/m^3	$\mu,$ $\text{kg/m} \cdot \text{s}$	$k,$ $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Pr	$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k},$ $1/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	1.91×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	6.34×10^9
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.08×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.46×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	1.91×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	2.48×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	3.3×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.19×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	4.89×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	5.66×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	6.48×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	7.62×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	8.84×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	9.85×10^{10}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	1.09×10^{11}
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-5}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

Daftar 4. Sifat-sifat logam

Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman, hal. 581

Logam	Sifat-sifat pada 20° C				Konduktivitas termal k, W/m · °C									
	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/kg · °C	k, W/m · °C	α , m ² /s × 10 ⁵	-100°C -148°F	0°C 32°F	100°C 212°F	200°C 392°F	300°C 572°F	400°C 752°F	600°C 1112°F	800°C 1472°F	1000°C 1832°F	1200°C 2192°F
Alumium:														
Murni	2.707	0.896	204	8.418	215.	202	206	215	228	249				
Al-Cu (Duralumin), 94-96% Al, 3-5% Cu. runut Mg	2.787	0.883	164	6.676	126	159	182	194						
Al-Si (Silumin, mengandung tembaga), 86.5% Al, 1% Cu	2.659	0.867	137	5.933	119	137	144	152	161					
Al-Si (Alusil), 78-80% Al, 20-22% Si	2.627	0.854	161	7.172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si, 97% Al, 1% Mg, 1% Si, 1% Mn	2.707	0.892	177	7.311		175	189	204						
Alumina	11.373	0.130	35	2.343	36.9	35.1	33.4	31.5	29.8					
Besi:														
Murni	7.897	0.452	73	2.034	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Besi Tempa, 0,5% C	7.849	0.46	59	1.626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
Baja (C maks ≈ 1.5%):														
Baja karbon														
C = 0.5%	7.833	0.465	54	1.474		55	52	48	45	42	35	31	29	31
1.0%	7.801	0.473	43	1.172		43	43	42	40	36	33	29	28	29
1.5%	7.753	0.486	36	0.970		36	36	36	35	33	31	28	28	29
Baja nikel														
Ni = 0%	7.897	0.452	73	2.026										
20%	7.933	0.46	19	0.526										
40%	8,169	0.46	10	0.279										
80%	8,618	0.46	35	0.872										
Invar 36% Ni	8,137	0.46	10.7	0.286										
Baja krom														
Cr = 0%	7,897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1%	7,865	0.46	61	1.665		62	55	52	47	42	36	33	33	
5%	7,833	0.46	40	1.110		40	38	36	36	33	29	29	29	
20%	7,689	0.46	22	0.635		22	22	22	22	24	24	26	29	
Cr-Ni (krom- nikel): 15% Cr, 10% Ni	7,865	0.46	19	0.527										
18% Cr, 8% Ni (V2A)	7,817	0.46	16.3	0.444		16.3	17	17	19	19	22	27	31	
20% Cr, 15% Ni	7,833	0.46	15.1	0.415										
25% Cr, 20% Ni	7,865	0.46	12.8	0.361										
Baja wolfram														
W = 0%	7,897	0.452	73	2.026										
1%	7,913	0.448	66	1.858										
5%	8,073	0.435	54	1.525										
10%	8,314	0.419	48	1.391										
Copper :														
Murni	8,954	0.3831	386	11.234	407	386	379	374	369	363	353			

Conversion Factors (* = exact)

Acceleration

$$1 \text{ m/s}^2 = 3.281 \text{ ft/s}^2$$

$$1 \text{ ft/s}^2 = 0.3048 \text{ m/s}^2$$

Area

$$1 \text{ m}^2 = 10.76 \text{ ft}^2$$

$$1 \text{ ft}^2 = *144 \text{ in}^2 = 0.0929 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ km}^2 = 0.386 \text{ mile}^2$$

$$1 \text{ mile}^2 = 2.590 \text{ km}^2$$

$$1 \text{ ha} = *10^4 \text{ m}^2 = 2.47 \text{ acre}$$

$$1 \text{ acre} = 43,560 \text{ ft}^2 = 4050 \text{ m}^2$$

Costs

$$1 \text{ ¢/kWh} = 2.778 \text{ \$/GJ} = 2.931 \text{ \$/MBtu}$$

$$1 \text{ \$/MBtu} = 0.948 \text{ \$/GJ} = 0.341 \text{ ¢/kWh}$$

$$1 \text{ \$/m}^2 = 0.0929 \text{ \$/ft}^2$$

$$1 \text{ \$/therm} = 9.48 \text{ \$/GJ}$$

$$1 \text{ \$/kg} = 0.45356 \text{ \$/lb}_m$$

$$1 \text{ \$/gal (no. 6 fuel oil @ } \eta = 1.0) = 6.32 \text{ \$/GJ}$$

$$1 \text{ \$/L} = 3.785 \text{ \$/gal}$$

$$1 \text{ \$/gal (no. 2 fuel oil @ } \eta = 1.0) = 6.77 \text{ \$/GJ}$$

Density

$$1 \text{ kg/m}^3 = 6.2430 \times 10^{-2} \text{ lb}_m/\text{ft}^3$$

$$1 \text{ lb}_m/\text{ft}^3 = 16.02 \text{ kg/m}^3$$

Energy or work

$$1 \text{ J} = *1 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)/\text{s}^2 = *10^7 \text{ erg}$$

$$1 \text{ Btu} = 778.16 \text{ ft} \cdot \text{lb}_f = 1.055 \text{ kJ}$$

$$= 0.948 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ therm} = *10^5 \text{ Btu} = 105.5 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ kWh} = *3.6 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ quad} = *10^{15} \text{ Btu} = 1.055 \times 10^{18} \text{ J}$$

$$1 \text{ cal} = 4.187 \text{ J}$$

$$1 \text{ ft} \cdot \text{lb}_f = 1.3558 \text{ J}$$

Flow rate (mass)

$$1 \text{ kg/s} = 2.2048 \text{ lb}_m/\text{s}$$

$$1 \text{ lb}_m/\text{s} = 0.454 \text{ kg/s}$$

$$1 \text{ kg/s} = 132.3 \text{ lb}_m/\text{min}$$

$$1 \text{ lb}_m/\text{min} = 7.56 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$1 \text{ kg/s} = 7937 \text{ lb}_m/\text{h}$$

$$1 \text{ lb}_m/\text{h} = 0.1256 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Flow rate (volume)

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 2119 \text{ cfm}$$

$$1 \text{ cfm (ft}^3/\text{min)} = 0.4719 \text{ L/s}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 1.585 \times 10^4 \text{ gpm}$$

$$1 \text{ gpm (gal/min)} = 2.228 \times 10^{-3} \text{ ft}^3/\text{s} = 0.0631 \text{ L/s}$$

Flow rate (volume/area)

$$1 \text{ cfm/ft}^2 = 5.01 \text{ L/s} \cdot \text{m}^2$$

Force

$$1 \text{ N} = *1 \text{ (kg} \cdot \text{m)/s}^2 = *10^5 \text{ dyne}$$

$$1 \text{ lb}_f = *16 \text{ oz}_f = 4.4482 \text{ N}$$

$$= 0.2248 \text{ lb}_f$$

Heat flux

$$1 \text{ W/m}^2 = 0.3170 \text{ Btu/(h} \cdot \text{ft}^2)$$

$$1 \text{ Btu/(h} \cdot \text{ft}^2) = 3.155 \text{ W/m}^2$$

$$1 \text{ W/m}^2 = 0.0929 \text{ W/ft}^2$$

$$1 \text{ W/ft}^2 = 10.76 \text{ W/m}^2$$

Heat loss coefficient of building

$$1 \text{ W/K} = 1.895 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 0.528 \text{ W/K}$$

Heat transfer coefficient

$$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 0.1761 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$$

$$1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) = 5.678 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Illuminance

$$1 \text{ lx} = *1 \text{ lm}/\text{m}^2 = 0.0929 \text{ fc}$$

$$1 \text{ fc (footcandle)} = *1 \text{ lm}/\text{ft}^2 = 10.76 \text{ lx}$$

Length

$$1 \text{ m} = 3.281 \text{ ft} = 39.37 \text{ in} = 1.0936 \text{ yd}$$

$$1 \text{ ft} = *12 \text{ in} = *1/3 \text{ yd} = *0.3048 \text{ m}$$

$$1 \text{ km} = 0.622 \text{ mi}$$

$$1 \text{ mi} = 1.609 \text{ km}$$

$$1 \text{ cm} = *0.01 \text{ m} = 0.3937 \text{ in}$$

$$1 \text{ in} = *0.0254 \text{ m} = *2.54 \text{ cm}$$

Mass

$$1 \text{ kg} = *10^3 \text{ g} = 2.205 \text{ lb}_m$$

$$1 \text{ lb}_m = *16 \text{ oz}_m = *0.45356 \text{ kg}$$

$$1 \text{ ton (metric)} = *10^3 \text{ kg}$$

$$1 \text{ grain} = *1/7000 \text{ lb}_m = 0.0648 \text{ g}$$

$$1 \text{ g} = 0.0353 \text{ oz}_m$$

$$1 \text{ ton (U.S. long)} = *2240 \text{ lb}_m = 1016 \text{ kg}$$

$$1 \text{ ton (U.S. short)} = *2000 \text{ lb}_m = 907 \text{ kg}$$

Power

$$1 \text{ W} = 3.412 \text{ Btu}/\text{h}$$

$$1 \text{ Btu}/\text{h} = 0.2931 \text{ W}$$

$$1 \text{ kW} = 1.341 \text{ hp}$$

$$1 \text{ hp} = 550 \text{ (ft} \cdot \text{lb}_f)/\text{s} = 0.7457 \text{ kW}$$

$$1 \text{ kW} = 0.2844 \text{ ton refrigeration}$$

$$1 \text{ ton refrigeration} = 3.517 \text{ kW}$$

$$1 \text{ hp (boiler)} = 9.81 \text{ kW} = 33,475 \text{ Btu}/\text{h}$$

Pressure

$$1 \text{ Pa} = *1 \text{ N}/\text{m}^2 = *10^{-5} \text{ bar}$$

$$1 \text{ psi (lb}_f \cdot \text{in}^2) = 6.894 \text{ kPa} = 27.7 \text{ inWG}$$

$$= 1.450 \times 10^{-4} \text{ psi}$$

$$1 \text{ Pa} = 4.019 \times 10^{-3} \text{ inWG}$$

$$1 \text{ inWG} = 249.1 \text{ Pa} = 0.0361 \text{ psia}$$

$$1 \text{ atm (std. atmosphere)} = 101.325 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm (std. atmosphere)} = 14.696 \text{ psi}$$

$$1 \text{ Pa} = 2.088 \times 10^{-2} \text{ lb}_f/\text{ft}^2$$

$$1 \text{ inHg} = 3.3772 \text{ kPa} = 0.49115 \text{ psia}$$

$$1 \text{ mmHg} = 0.01934 \text{ psia}$$

$$1 \text{ inWG}/100 \text{ ft} = 8.17 \text{ Pa}/\text{m}$$

Specific enthalpy

$$1 \text{ kJ}/\text{kg} = 0.4299 \text{ Btu}/\text{lb}_m$$

$$1 \text{ Btu}/\text{lb}_m = 2.3266 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Specific heat

$$1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 0.2389 \text{ Btu}/(\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F})$$

$$1 \text{ Btu}/(\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F}) = 4.1868 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Temperature

$$^\circ\text{C} = *(\text{ }^\circ\text{F} - 32) \times 5/9$$

$$^\circ\text{F} = *9/5^\circ\text{C} + 32$$

$$\text{K} = ^\circ\text{C} + 273.15$$

$$^\circ\text{R} = ^\circ\text{F} + 459.67$$

Thermal conductivity or resistance

$$1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) = 0.5778 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}) = 1.731 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) = 6.934 \text{ Btu} \cdot \text{in}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$$

$$1 \text{ Btu} \cdot \text{in}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) = 0.144 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$1 \text{ K}/\text{W} = 0.5275(^\circ\text{F} \cdot \text{h})/\text{Btu}$$

$$1 (^\circ\text{F} \cdot \text{h})/\text{Btu} = 1.896 \text{ K}/\text{W}$$



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR SKRIPSI
TANGGAL : Kamis, 13 Maret 2003

NAMA Mhs. : Nugroho Agung Palimirma

NIM : 995214144

JUDUL :
" Air Conditioning System For Sport Hall "

Pembimbing Utama : Ir. Greg. Harjanto

Pembimbing Kedua : Ir. YB. Lukiyanto.MT.

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

- Psikometris chart . ditunjukkan

