

AIR CONDITIONING FOR INDOOR TENNIS

TUGAS AKHIR

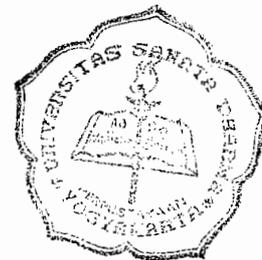
Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan oleh :

HARI DWI ANTORO
NIM : 995214141



Kepada

**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2004**

TUGAS AKHIR

AIR CONDITIONING FOR INDOOR TENNIS

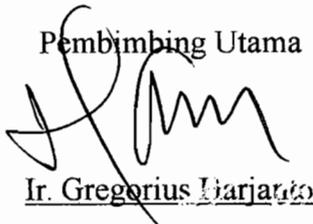
Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

NAMA : HARI DWI ANTORO
NIM : 995214141

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal : 22 Oktober 2004

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



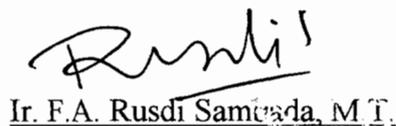
Ir. Gregorius Harjanto

Anggota Dewan Penguji



Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

Pembimbing Kedua



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



Budi Setyahananda, S.T., M.T.



Ir. Y.B. Lukiyanto, M.T.

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

Yogyakarta, 24 Oktober 2004

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



Ir. Gregorius Heliarko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc.

PERNYATAAN

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

Yogyakarta, 24 Oktober 2004

Hari Dwi Antoro

Tanda tangan dan nama terang



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA
Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta
Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email :teknik@staff.usd.ac.id

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

No: 433 /FT .USD/TM/ Agustus/2003

NAMA : Hari Dwi Antoro
NIM : 995214141
NIRM : 99005112310920141
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA :

Rancang suatu sistem pendingin untuk sport building :

Lokasi : di Yogyakarta,
Type : Indoor Tennis,
Kondisi : Standart.

Rencanakan dan gambar yang lengkap disertai yang penting.

Tanggal dimulai : 28 Juli 2004

Pembimbing II

Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.

Yogyakarta , 28 Juli 2004

Pembimbing I

Ir. Greg Harjanto

HALAMAN PERSEMBAHAN

Tugas akhir dengan judul “ *Air Conditioning For Indoor Tennis* “ ini aku persembahkan kepada :

1. Tuhan YME yang telah membantu penulis memberikan rahmat dan bimbingannya dalam menyusun tugas akhir ini sehingga dapat terselesaikan dengan baik.
2. Semua dosen Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma yang telah memberikan ilmu pengetahuan selama penulis menjalani perkuliahan dan menyusun tugas akhir ini.
3. Semua karyawan Universitas Sanata Dharma yang secara tidak langsung membantu terselesaikannya penyusunan tugas akhir ini.
4. Kedua orang tuaku yang dengan rela telah memberikan bantuan baik moril maupun materiil dalam penyusunan tugas akhir ini.
5. Seluruh mahasiswa Universitas Sanata Dharma, semoga tugas akhir ini dapat berguna bagi kalian semua.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kami ucapkan kepada Tuhan Yang Maha Kuasa atas berkat dan rahmat – Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik yang berjudul “ Air Conditioning For Indoor Tennis ”. Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana S1 di Fakultas Teknik, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Penulis juga sangat menyadari bahwa penulisan ini masih banyak kekurangannya, sehingga segala kritik dan saran dari pembaca yang ditujukan kepada penulis akan penulis terima dengan terbuka. Atas terselesaikannya penulisan ini maka kiranya penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada:

1. Bapak. Ir. Gregorius Harjanto, selaku dosen pembimbing utama tugas akhir.
2. Bapak. Ir. F.A. Rusdi Sambada, M.T., selaku dosen pembimbing kedua tugas akhir.
3. Bapak. Yosef Agung Cahyanta, S.T.,M.T., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin.
4. Romo Ir. Gregorius Heliarko, S.J.,S.S.,B.S.T,M.A,M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik.
5. Bapak. Doddy Purwadianto, S.T., M.T., selaku dosen pembimbing akademik.
6. Kedua orangtuaku yang telah rela memberikan dukungan baik moril maupun materiil kepada penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.

7. Kepada kakakku yang selalu memberikan support kepada penulis dalam menyusun tugas akhir ini.
8. Teman – temanku, Agus (Dangglong), Danang (Simbah), Pranowo, Robert (Bebek), Harrie (Bali), Billy, Elly, Eko (Trimbil), Kristiyanto (Doyok) dan semuanya yang tidak bisa penulis sebutkan satu – persatu sekali lagi penulis ucapkan banyak terima kasih atas bantuan dan dorongan semangat dari kalian semua.

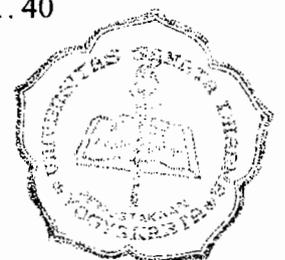
Semoga Tuhan sudi kiranya melimpahkan berkat dan rahmat yang berlimpah atas segala bantuan, jasa dan dorongan yang telah anda semua berikan dengan rela dan penuh keikhlasan kepada penulis.

Yogyakarta, 24 Oktober 2004
Penulis

HARI DWIANTORO
NIM : 995214141

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
HALAMAN PERNYATAAN	iii
HALAMAN PERSOALAN	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR TABEL DAN GRAFIK	xi
DAFTAR GAMBAR	xii
INTISARI	xiv
ABSTRACT	xv
BAB. I. PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Pendinginan Udara pada Tennis Indoor.....	1
1.3. Siklus Pendinginan Udara.....	2
1.4. Prinsip Kerja Refrigerasi.....	4
1.5. Refrigerasi.....	6
1.6. Komponen Refrigerasi.....	9
1.7. Klasifikasi Penyegar Udara.....	37
1.8. Batasan Masalah.....	40



BAB II. PERHITUNGAN BEBAN PENDINGINAN.....	41
2.1. Sistem Penyegaran Udara.....	41
2.2. Data – Data Perancangan.....	42
2.3. Perhitungan Beban Pendinginan.....	43
2.4. Perhitungan Kebutuhan Udara.....	50
BAB III. PERHITUNGAN KOMPONEN UTAMA.....	56
3.1. Pemilihan Refrigeran.....	56
3.2. Pemilihan dan Perancangan Evaporator	60
3.3. Pemilihan dan Perancangan Kompresor	74
3.4. Pemilihan dan Perancangan Kondensor.....	82
3.5. Pemilihan dan Perancangan Katup Expansi.....	94
BAB. IV. PERANCANGAN KOMPONEN PENDUKUNG	98
4 1. Menara Pendingin.....	98
4.2. Penerima Cairan.....	100
4.3. Saringan.....	101
4.4. Pengering.....	101
4.5. Koil Pendingin.....	102
4.6. Pompa dan Perpipaan.....	113
4.7. Kipas Udara.....	125
4.8. Sistem Kendali Pengkondisian Udara.....	126

BAB.V. PENGOPERASIAN DAN PERAWATAN	127
5.1. Pengoperasian Penyegar Udara.....	127
5.2. Pemeriksaan Dan Perawatan.....	127
BAB.VI. KESIMPULAN	130
6.1. Kesimpulan.....	130

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL DAN GRAFIK

- Tabel. 1.** Data cuaca di beberapa negara Asia
- Tabel. 2.** Temperatur ruang, kelembaban dan perbandingannya
- Tabel. 3.** Jumlah penggantian udara
- Tabel. 4.** Jumlah udara luar masuk ruangan penyegaran
- Tabel. 5.** Jumlah *kalor sensibel, laten* dari orang dan faktor kelompok
- Tabel. 6.** *Kalor sensibel* dari peralatan listrik
- Tabel. 7.** Koefisien perpindahan kalor dan kapasitas kalor atap
- Tabel. 8.** Koefisien transmisi kalor dan kapasitas kalor dari dinding
- Tabel. 9.** Radiasi matahari yang bersangkutan dengan selisih temperatur ETD
- Tabel. 10.** *Saturation (Temperature Base) of HFC-134a*
- Tabel. 11.** *Properties of HFC-134a*
- Tabel. 12.** *Characteristic of refrigerants*
- Tabel. 13.** Tabel pipa
- Tabel. 14.** Korelasi Grimson untuk perpindahan kalor dalam tangkuman tabung
-
- Grafik. 1.** Diagram Psikometri
- Grafik. 2.** Cara menetapkan ETD udara
- Grafik. 3.** Kekentalan dari berbagai jenis cairan
- Grafik. 4.** Faktor gesek dalam pipa
- Grafik. 5.** Effisiensi sirip
- Grafik. 6.** Bagan untuk menentukan diameter pipa

DAFTAR GAMBAR

- Gambar. 1.1.** Diagram siklus pendinginan
- Gambar. 1.2.** Diagram tekanan enthalpy siklus pendinginan
- Gambar. 1.3.** Kompresi kompresor torak
- Gambar. 1.4.** Konstruksi dan mekanisme kompresor sekrup
- Gambar. 1.5.** Penampang kompresor semi hermetik
- Gambar. 1.6.** Kompresor hermetik
- Gambar. 1.7.** Kondensor koil pipa ganda
- Gambar. 1.8.** Kondensor tabung dan koil
- Gambar. 1.9.** Kondensor tabung dan pipa horisontal
- Gambar. 1.10.** Kondensor pendinginan udara
- Gambar. 1.11.** Evaporator tabung dan koil
- Gambar. 1.12.** Evaporator tabung & pipa jenis ekspansi kering
- Gambar. 1.13.** Koil dengan pendinginan udara
- Gambar. 1.14.** Katup ekspansi otomatis termostatik
- Gambar. 1.15.** Katup ekspansi manual
- Gambar. 1.16.** Katup ekspansi tekanan konstan
- Gambar. 1.17.** Penyegar udara sentral
- Gambar. 1.18.** Penyegar udara jenis paket
- Gambar. 1.19.** Penyegar udara kamar
- Gambar. 2.1.** Prinsip penyegaran udara
- Gambar. 2.2.** Deklinasi matahari

Gambar. 2.3. ETD udara

Gambar. 2.4. *Psycometric chart*

Gambar. 3.1. Diagram p – h HFC – 134a

Gambar. 3.2. Proses pendinginan

Gambar. 3.3. Susunan pipa

Gambar. 3.4. Skema evaporator

Gambar. 3.5. Skema kompresor

Gambar. 3.6. Skema kondensor

Gambar. 3.7. Katup ekspansi otomatis

Gambar. 4.1. Menara pendingin jenis aliran berlawanan

Gambar. 4.2. Skema koil pendingin

Gambar. 4.3. Perancangan pipa

INTISARI

Sewaktu menikmati suatu acara atau menonton suatu pertandingan di dalam sebuah gedung olah raga tenis, penonton memerlukan suatu kenyamanan pada waktu menikmati pertandingan dan salah satu dari kenyamanan itu adalah dengan mengkondisikan udara di dalam gedung agar nyaman sesuai dengan kondisi di lingkungan sekitar. Untuk memenuhi itu semua maka dirancang sistem pengkondisian udara di dalam tennis indoor dengan memperhatikan pengaruhnya terhadap permainan/ olah raga yang dilaksanakan.

Perancangan pengkondisian udara ini memerlukan data – data yang diperlukan untuk mengetahui beban pendinginan dalam gedung yang meliputi: luas gedung, lokasi, temperatur luar gedung, kapasitas, kelembaban, penerangan dst. Beban pendinginan ini dapat digunakan untuk menghitung dan menentukan komponen – komponen yang diperlukan seperti: evaporator, kondensor, kompresor, katup ekspansi, dll. Setelah diketahui komponen – komponen yang diperlukan maka akan terciptalah suatu siklus penyegaran udara yang akan memberikan suatu kenyamanan bagi para penonton dalam menikmati permainan/ olah raga tenis di dalam ruangan.

ABSTRACT

While enjoying a program or watching a competition in the tennis sport hall, the spectator required a comfortable at the moment to enjoy it and one of them was by conditioning the air in the hall in order to be comfortable according to the condition in the indoor tennis by observing its influence toward the competition of the sport that was performed.

The designer of this air condition needed data required to find out the cooling weight in the hall including: the wide of hall, location, outdoor temperature, capacity, damp, lightness and so on. This cooling weight could be used to calculate and define the components required such as: evaporator, condensor, compressor, expansion valve and the others. After it was known the components required, so it would be created a cycle of refreshing air that would give a comfortable for the spectators in enjoying the competition of indoor tennis sport.

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Penyegaran udara adalah suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaban yang sesuai dengan yang dipersyaratkan terhadap pengkondisian udara dari suatu ruangan tertentu. Penyegaran udara juga dapat digunakan untuk mengalirkan udara dan menjaga kebersihan dari udara. Sistem penyegaran udara dapat dibagi menjadi dua golongan yaitu :

a. Penyegaran udara untuk kenyamanan

Berfungsi untuk memberikan kenyamanan kerja bagi orang yang melakukan kerja/ kegiatan tertentu.

b. Penyegaran udara untuk industri

Berfungsi untuk menyegarkan ruangan karena diperlukan oleh proses, bahan, peralatan atau barang yang ada didalamnya.

Sistem penyegaran udara dapat digunakan juga dalam berbagai kebutuhan lainnya misal : untuk pembuatan es balok, ice skating, proses pengawetan sayuran/ buah, pengawetan ikan/ daging, dll.

I.2. Pendinginan Udara Pada *Tennis Indoor*

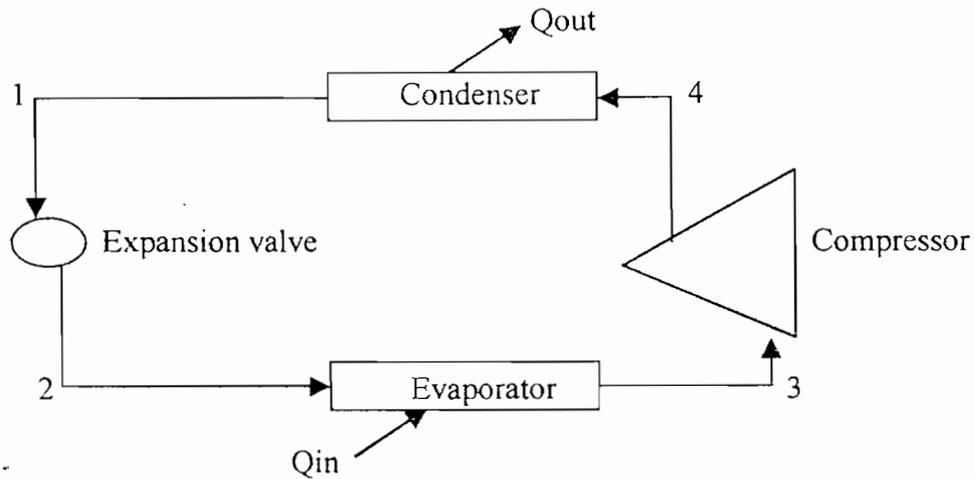
Tennis indoor merupakan sarana untuk berolah raga dalam bidang tenis lapangan yang pada perancangan pendinginan udara ini terletak di Tennis Indoor UGM kota Yogyakarta yang bersuhu normal rata – rata sekitar 28 °C – 35 °C. Gedung ini terdiri dari lapangan tenis dan tempat duduk penonton yang

berada dipinggir dari lapangan yang memiliki ukuran panjang = 46m, lebar =38m, tinggi = 17,5m dan kapasitas dari gedung ini dapat menampung sekitar 1000 orang. Agar dapat memberikan suatu kenyamanan bagi orang – orang yang berada di dalamnya maka diperlukan suatu sistem penyegaran udara yang berfungsi untuk mengatur udara yang sehat dan nyaman. Sistem penyegaran udara yang digunakan adalah sistem penyegar udara berpendingin air yang berasal dari menara air.

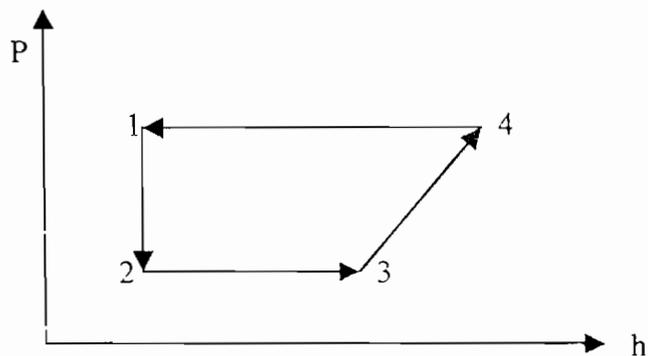
I.3. Siklus Pendinginan

Siklus pendinginan yang banyak digunakan dalam perancangan proses pendinginan udara adalah siklus refrigerasi kompresi uap dan siklus refrigerasi absorpsi. Pada siklus refrigerasi kompresi uap tekanan yang dihasilkan berasal dari kompresor. Siklus refrigerasi kompresi uap bekerja pada dua fase yaitu fase cair dan fase uap yaitu dengan cara refrigeran diuapkan kemudian diembunkan dengan penekanannya pada fase uap dimana sistem ini disebut "*vapor compression sistem*".

"*Carnot refrigeration cycle*" merupakan kebalikan dari mesin tenaga, disini mesin akan menyerap panas pada suhu yang cukup tinggi. Pada siklus ini memerlukan suatu tambahan tenaga dari luar untuk bekerja, misalnya tenaga yang diperoleh dari kompresor.



Gbr 1.1. Diagram Siklus Pendinginan
(Sumber : Harjanto, AC & Refrigeration, hal. 1)



Gbr 1.2. Diagram Tekanan Enthalpy Siklus Pendinginan
(Sumber : Harjanto, AC & Refrigeration, hal. 2)

Keefektifan dari pesawat pendingin dapat dinyatakan dengan “*Coeffisient of Performance*” (COP) yang dapat ditentukan dari persamaan 1.1 (Harjanto, 2002 : 10)

$$COP = \frac{\text{Panas Yang Diserap Evaporator}}{\text{Kerja Ekuivalen Kompresor}} \dots\dots\dots(1.1)$$

Berdasarkan pada diagram P – h diatas maka COP dapat ditentukan dari persamaan 1.2 (Harjanto, 2002 : 10) :

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots(1.2)$$

Pada pesawat pendingin diinginkan COP setinggi mungkin agar kerja kompresor menjadi ringan yang dapat dicapai dengan cara:

Suhu T_2 dibuat serendah mungkin dan atau suhu T_1 dibuat setinggi mungkin

I.4. Prinsip Kerja Refrigerasi

Enthalpy mempunyai peranan yang sangat penting dalam pesawat pendingin sedangkan tekanan sangat menentukan suhu yang dapat dengan mudah diukur, oleh karena itu dalam diagram tekanan vs enthalpy memegang peranan penting dalam menentukan harga tersebut.

Proses tekanan konstan (*evaporating condensation*) akan berlaku suatu hubungan

$dQ = dh$, yang dapat ditentukan dari persamaan 1.3 (Harjanto, 2002 : 8) :

$$Q_{\text{evap}} = h_1 - h_2 \dots\dots\dots \text{kkal/jam} \dots\dots\dots(1.3)$$

$$Q_{\text{cond}} = h_2 - h_3 \dots\dots\dots \text{kkal/jam}$$

Proses 1 – 2 kompresor menghisap uap refrigeran dari ruangan penampung uap. Pada ruangan penampung uap tekanan diusahakan agar tetap rendah, agar refrigeran dapat senantiasa berada dalam keadaan uap dengan temperatur rendah dan sewaktu uap refrigeran dihisap masuk oleh kompresor dengan temperatur masih rendah. Tetapi selama proses kompresi berlangsung temperatur akan naik sehingga uap dari refrigeran akan menjadi uap panas lanjut.

Proses 2 – 3 merupakan proses pengembunan dimana uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi (uap panas lanjut) pada akhir kompresi akan diembunkan di dalam kondensor melalui suatu proses pendinginan. Dapat dikatakan bahwa uap refrigeran menyerahkan panasnya (kalor laten pengembunan) kepada media pendinginan (air atau udara pendingin) di dalam kondensor dan akan mengembun menjadi cair. Air dan udara pendingin akan menyerap panas dari refrigeran, maka air dan udara yang keluar dari kondensor akan menjadi bersuhu tinggi atau panas. Selama refrigeran mengalami perubahan fase, dari fase uap ke fase cair, tekanan dan temperatur pengembunan adalah konstan. Kalor yang akan dikeluarkan didalam kondensor adalah jumlah kalor yang diperoleh dari udara yang mengalir melalui evaporator (kapasitas pendinginan) dan kerja atau energi yang diberikan oleh kompresor kepada fluida kerja. Uap dari refrigeran yang menjadi cairan sempurna di dalam kondensor nantinya akan dialirkan kedalam pipa evaporator melalui katup ekspansi.

Proses 3 – 4 merupakan proses ekspansi dalam proses ini terjadi penurunan tekanan dari refrigeran cair (tekanan tinggi) yang dicairkan dalam kondensor. Supaya mudah menguap maka dipergunakan alat yang dinamakan katup ekspansi. Prosesnya adalah cairan refrigeran mengalir ke dalam evaporator, dan tekanan akan turun setelah melalui katup ekspansi dan menerima kalor penguapan dari udara yang dikondisikan sehingga akan menguap secara berangsur – angsur.

Proses 4 – 1 merupakan proses penguapan yang prosesnya sebagai berikut: tekanan cairan yang diturunkan pada katup ekspansi didistribusikan secara merata kedalam evaporator. Di evaporator cairan refrigeran akan mengalami suatu penguapan secara berangsur – angsur karena menerima sebanyak kalor laten penguapan dari udara ruangan yang dialirkan melalui permukaan luar pipa evaporator. Kemudian uap refrigeran dikompresikan kembali kedalam kompresor.

Siklus tersebut akan terjadi berulang – ulang . Jika udara mengalir melalui evaporator maka kandungan air yang berada di dalam udara akan mengembun pada permukaan evaporator yang kemudian akan ditampung dan dialirkan keluar. Selama terjadinya proses penguapan itu di dalam pipa akan terdapat campuran antara fase cair dan fase gas. Dengan keadaan tersebut maka tekanan dan temperatur akan konstan.

I.5. Refrigerasi

Unit – unit refrigerasi banyak dipergunakan untuk daerah temperatur yang luas, dari unit untuk keperluan pendinginan udara sampai refrigerasi. Untuk unit refrigerasi tersebut hendaknya dapat dipilih jenis refrigeran yang paling sesuai dengan kompresor yang dipakai dan karakteristik termodinamikanya yang antara lain meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan.

Syarat - syarat untuk unit refrigerasi adalah :

- 1) Tekanan penguapannya harus cukup tinggi.

Sebaiknya refrigeran memiliki temperatur penguapan pada tekanan yang lebih tinggi, sehingga dapat dihindari kemungkinan terjadinya vakum pada evaporator, dan turunnya efisiensi volumetrik karena naiknya perbandingan kompresi.

- 2) Tekanan pengembunan yang tidak terlampau tinggi.

Apabila tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresor menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan, selain itu dengan tekanan kerja yang lebih rendah, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, kerusakan, ledakan, dsb, menjadi lebih kecil.

- 3) Kalor laten penguapan harus tinggi.

Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan yang tinggi lebih menguntungkan, karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.

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

Refrigeran dengan kalor penguapan yang besar dan volume spesifik dari gas yang kecil (berat jenis yang besar) akan memungkinkan penggunaan kompresor dengan volume langkah torak yang lebih kecil, sedangkan untuk kapasitas refrigeran yang sama, ukuran unit refrigerasi yang bersangkutan akan menjadi lebih kecil.

- 5) Koefisien prestasinya harus tinggi.

Dilihat dari segi karakteristik termodinamika refrigeran, koefisien prestasi parameter terpenting adalah untuk menentukan biaya operasi.

- 6) Konduktifitas termal yang tinggi.

Konduktifitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor.

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

Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, maka kerugian tekanannya akan berkurang.

- 8) Konstanta dielektrika dari refrigeran yang kecil, tahanan listrik yang besar, serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik.

- 9) Refrigeran hendaknya stabil dan tidak bereaksi dengan material yang dipakai, jadi juga tidak menyebabkan korosi.

- 10) Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang.

- 11) Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan mudah meledak.

- 12) Refrigeran harus mudah dideteksi, jika terjadi kebocoran.

- 13) Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh.

I.6. Komponen Refrigerasi

Refrigerasi terdapat beberapa komponen yang sangat penting dalam proses pendinginan udara yaitu :

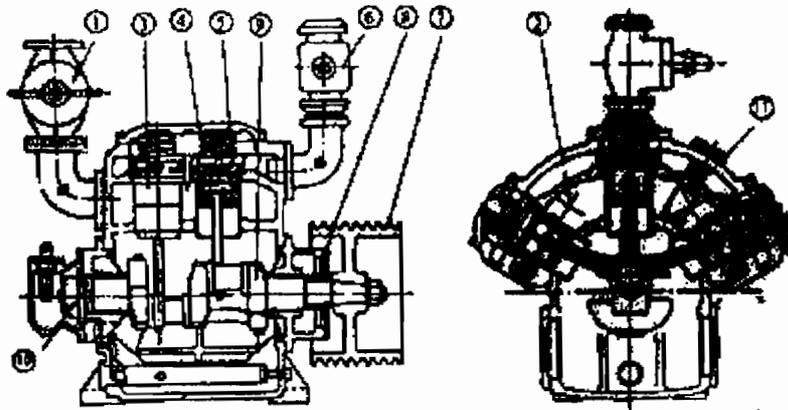
1.6.1 Kompresor

Kompresor ini dibagi dalam dua jenis utama yang pertama yaitu kompresor positif dimana gas dihisap masuk kedalam silinder dan kemudian baru dikompresikan sedangkan yang kedua adalah kompresor non-positif, dimana gas yang dihisap masuk dipercepat alirannya oleh sebuah impeller yang kemudian mengubah energi kinetik untuk menaikkan tekanan.

Beberapa macam jenis kompresor yaitu :

1. Kompresor Torak

Kecepatan putar kompresor ini berkisar antara 900 rpm – 1100 rpm sedangkan untuk mencapai kapasitas yang lebih besar lagi dapat digunakan kompresor torak bersilinder banyak. Daya penggerak kompresor ini berkisar antara 3,7 kW – 200kW. Kompresor torak dapat berputar pada kecepatan tinggi apabila diperlukan untuk kapasitas yang lebih besar, sedangkan pada kompresor torak konvensional kecepatan putaran tersebut ada batasnya



- | | |
|----------------------------------|--------------------|
| 1. Katup penutup pada pipa isap | 7. Puli alur -V |
| 2. Saringan isap | 8. Sekat poros |
| 3. Silinder | 9. Poros Engkol |
| 4. Pegas keamanan | 10. Pompa minyak |
| 5. Torak | 11. Katup keamanan |
| 6. Katup penutup pada pipa buang | |

Gbr.1.3. Kompresi kompresor torak
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 129)

7. Kompresor Putar

Kompresor putar dapat dibagi menjadi dua jenis , yaitu jenis daun berputar dan jenis daun stasioner (diam). Jenis yang pertama daun terletak pada rotor yang berputar tetapi dapat bergerak dalam arah radial sehingga puncak daun selalu merapat pada bagian dalam dari silinder. Jenis yang pertama ini banyak dipakai dalam sistem pendinginan udara yang berkapasitas rendah. Jenis kompresor putar yang kedua (daun stasioner), letak daun menempel pada permukaan rotor yang berputar (torak berputar)

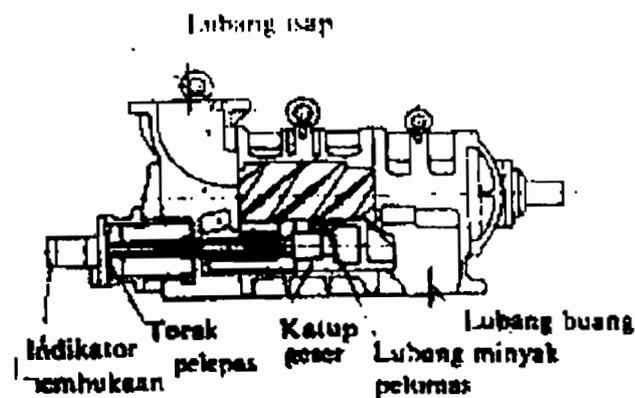
Konstruksi kompresor ini lebih sederhana daripada kompresor torak dan juga jumlah komponennya lebih sedikit.

Kompresor putar tidak memiliki bagian yang bergerak bolak – balik , namun untuk bagian – bagian yang bergesekan dibuat dengan ketelitian tinggi serta material yang tidak mudah aus.

8. Kompresor Sekrup

Kompresor sekrup memiliki dua buah rotor yang berpasangan, berturut – turut dengan gigi jantan dan betina, yang semula dirancang untuk memperoleh kompresor udara tanpa minyak pelumas.

Beberapa keuntungan dari kompresor sekrup adalah memiliki sedikit jumlah bagian yang bergesekan, sehingga perbandingan kompresi yang tinggi dalam satu tingkat relatif lebih stabil terhadap pengaruh cairan (kotoran) yang terserap dalam refrigeran. Mekanisme kompresi dari kompresor sekrup terdiri dari tiga langkah yaitu langkah isap, langkah kompresi dan langkah keluar.

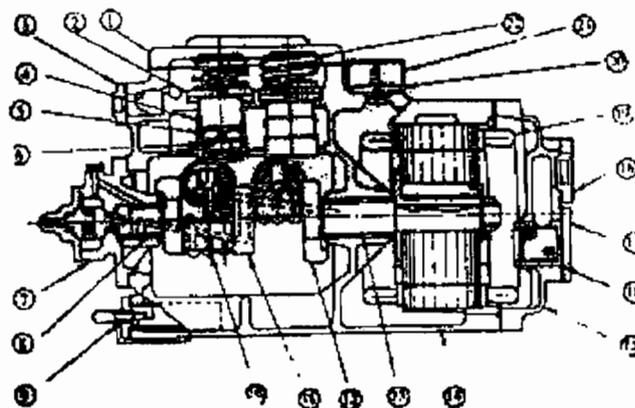


Gbr. 1.4. Kontruksi dan mekanisme kompresor sekrup
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 130)

9. Kompresor Semi Hermetik

Kompresor semi hermetik motor listrik dibuat menjadi satu dengan kompresor, jadi rotor motor listrik tersebut berada didalam perpanjangan ruang engkol dari kompresor tersebut, dengan jalan ini tidak diperlukan penyekat poros, sehingga dapat dicegah terjadinya kebocoran gas refrigeran selain itu konstruksinya juga lebih kompak dan bunyi mesin menjadi lebih halus.

Pembuatan kompresor ini harus digunakan isolator listrik (motor listrik) yang baik agar tahan terhadap pengaruh gas refrigeran. Gas yang paling tepat digunakan dalam kompresor ini adalah gas Freon karena tidak merusak isolator listrik tetapi malah memiliki sifat mengisolasi. Kompresor semi hermetik untuk gas freon dibuat sampai 40 kW.



- | | |
|--------------------------|--------------------------|
| 1. Tutup kepala silinder | 12. Beban keseimbangan |
| 2. Kepala silinder | 13. Bantalan utama |
| 3. Flens dari pipa buang | 14. Rumah engkol |
| 4. Silinder | 15. Tutup motor |
| 5. Torak | 16. Saringan gas masuk |
| 6. Pena torak | 17. Tutup |
| 7. Pompa roda gigi | 18. Flens dari pipa isap |

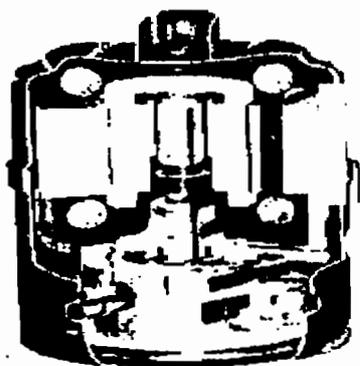
- | | |
|----------------------------|----------------------|
| 8. Logam bantalan | 19. Motor |
| 9. Saringan minyak pelumas | 20. Terminal listrik |
| 10. Batang penghubung | 21. Tutup terminal |
| 11. Poros engkol | 22. Kepala pengaman |

Gbr.1.5. Penampang kompresor semi hermetik
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 132)

10. Kompresor Hermetik

Perbedaan dari kompresor semi hermetik dengan kompresor hermetik terletak pada cara penyambungan rumah (baja) kompresor dengan stator motor penggerakannya. Pada kompresor hermetik digunakan sambungan las sehingga rapat udaranya cukup baik. Komponen rumah pada kompresor hermetik harus terpercaya dan dapat diandalkan karena rumah kompresor ini tak dapat diperiksa tanpa memotong rumah kompresornya.

Kompresor hermetik biasanya dibuat untuk unit berkapasitas rendah sampai 7,5 kW, misalnya pada penyegar udara paket.



Gbr.1.6. Kompresor hermetik
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 133)

1.6.2 Kondensator

Kondensator adalah peralatan yang digunakan untuk mendinginkan dan mengembun refrigeran yang berasal dari kompresor. Kondensator sebaiknya direncanakan untuk menghasilkan refrigeran cair dengan pendingin lanjut. Semua peralatan yang berada diantara kompresor dan “*expansion valve*” termasuk kondensator mempunyai tekanan tinggi yang disebut “*high side equipment*”.

Proses pendinginan yang berlangsung didalam kondensator dapat dilakukan dengan dua cara yaitu:

a) Pengembunan titik (*dropwise condensation*)

Proses ini dapat terjadi apabila refrigeran yang mengembun tidak melekat pada permukaan kondensator tetapi jatuh berupa titik – titik cairan. Koefisien perpindahan panasnya lebih besar, kira – kira 4 sampai 8 x “*film condensation*” karena permukaan yang mendinginkan tidak tertutup oleh cairan. Pendinginan jenis ini dipakai pada kondensator khusus, karena instalasinya harus terbuat dari bahan yang “kalis” terhadap cairan refrigeran.

b) Pengembunan film (*Film condensation*)

Proses pengembunan film dapat terjadi apabila cairan yang mengembun membentuk lapisan tipis pada permukaan pendingin. Koefisien perpindahan panas (h_c) dapat dihitung dengan analisa Wilhelm Nusselt yang dapat ditentukan dari persamaan 1.4

(Harjanto, 2002 : 38) :

$$h_c = C \left[\frac{g \times \rho^2 \times h_{fg} \times k^3}{L \times \mu \times \Delta T} \right]^{0,25} \dots\dots\dots(1.4)$$

dengan : ρ = density pengembunan

h_{fg} = enthalpy dalam kondensor = $h_g - h_f$

$C = 0,943$: untuk bidang vertical

$= 0.725$: untuk pipa mendatar

ΔT = selisih suhu

L = tinggi bidang vertical atau diameter pipa

G = gravitasi

K = angka konduksi embun

μ = kekentalan embun

Bila tinggi bidang vertical lebih besar dari $2,87 \times$ diameter pipa, maka koefisien perpindahan panas akan lebih kecil. Karena itu akan lebih menguntungkan bila kondensor dibuat dengan menggunakan pipa – pipa mendatar.

Kondensor ada tiga macam yaitu :

- a) Kondensor dengan pendingin air
- b) Kondensor dengan pendingin udara
- c) Kondensor dengan penguapan air

Jenis dan ukuran kondensor dipilih berdasarkan dari pertimbangan segi ekonomisnya mengingat biaya dari tenaga, air, permukaan kondensor dan peralatannya termasuk perawatannya. Ukuran

kondensor ditentukan setelah beban yang akan diterima kondensor ditentukan dengan memperhatikan :

- o karakteristik perpindahan panas: permukaan, refrigeran dan media pendingin
- o suhu refrigeran dan bahan pendingin
- o sifat – sifat fisis (physical property) refrigeran
- o kemungkinan terlapis kotoran, karat dll.

Pengembunan yang terjadi pada tekanan rendah lebih ekonomis, tetapi pada tekanan rendah akan timbul ketidaksetimbangannya perpindahan panas, maka tekanan yang dibutuhkan dari kondensor harus cukup tinggi. Untuk menjaga keadaan ini pada kondensor biasanya dipasang alat pengatur tekanan otomatis agar sesuai dengan kekuatan bahan pipa.

a) Kondensor berpendingin air

Kondensor jenis ini sangat ekonomis karena bahan yang digunakan tersedia melimpah dan dengan harga murah, selain itu air yang bersih mempunyai sifat tidak korosif dan tidak mengandung kotoran – kotoran yang dapat mengendap di dalam pipa. Jenis ini dipakai dalam berbagai kapasitas, mulai dari kapasitas kecil sampai dengan instalasi sebesar 100 HP.

Kondensor berpendingin air dengan kapasitas besar biasanya memerlukan “*cooling tower*” dalam penggunaannya. Bentuk dari kondensor ini ada beberapa macam yaitu:

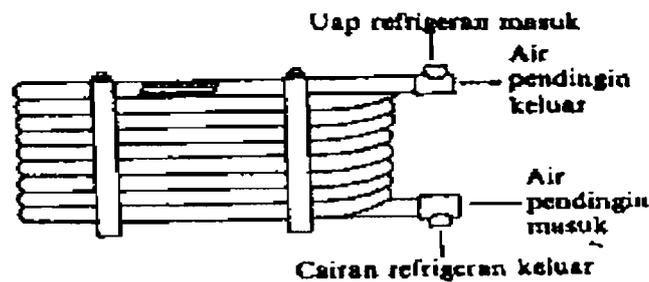
1) Kondensor dengan jenis pipa ganda

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

Kecepatan aliran di dalam pipa pendingin kira – kira 1 sampai 2 m/s, sedangkan perbedaan antara temperatur air pendingin keluar dan masuk pipa pendingin kira – kira 8 sampai 10⁰C.

Ciri – ciri kondensor jenis pipa ganda adalah:

- a) Konstruksi sederhana dengan memadai
- b) Dapat mencapai kondisi superdingin karena arah aliran refrigeran dan air pendingin berlawanan.
- c) Penggunaan air pendingin relatif kecil
- d) Kesulitan dalam membersihkan pipa; harus menggunakan deterjen
- e) Pemeriksaan terhadap korosi dan kerusakan pipa tidak mungkin dilaksanakan, penggantian pipa juga sukar dilaksanakan.



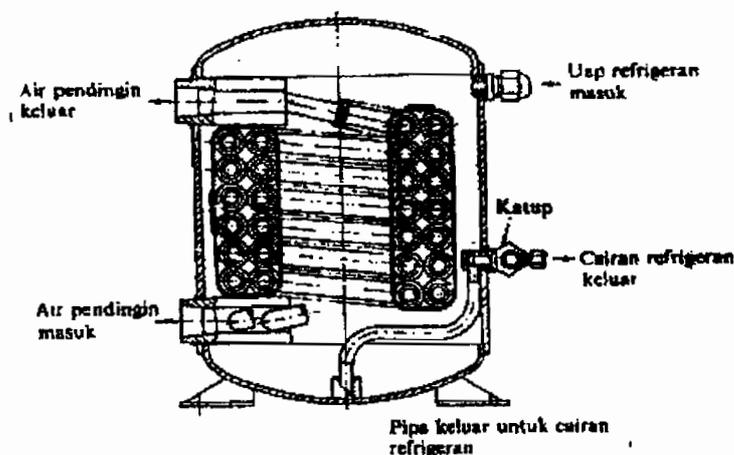
Gbr.1.7. Kondensor koil pipa ganda
(Sumber : Arismunandar, Penyebaran Udara, hal. 152)

2) Kondensor dengan “shell”(tabung) dan “coil”

Kondensor ini banyak dipakai pada kapasitas 50 HP ke bawah. Konstruksinya terdiri dari “coil” pipa yang ditempatkan dalam tabung “shell” baja. Kondensor ini mudah pembuatannya tetapi proses pembersihan pada koil dari kotoran yang masuk terbawa oleh air sangat sukar proses pembersihannya dan bila terjadi kebocoran pada koil maka seluruhnya harus diambil untuk diperbaiki.

Ciri – ciri kondensor tabung dan koil adalah :

- a) Harganya murah karena mudah pembuatannya
- b) Kompak karena posisinya vertikal dan mudah pemasangannya
- c) Boleh dikatakan tidak mungkin mengganti pipa pendingin, sedangkan pembersihannya harus dilakukan dengan menggunakan deterjen



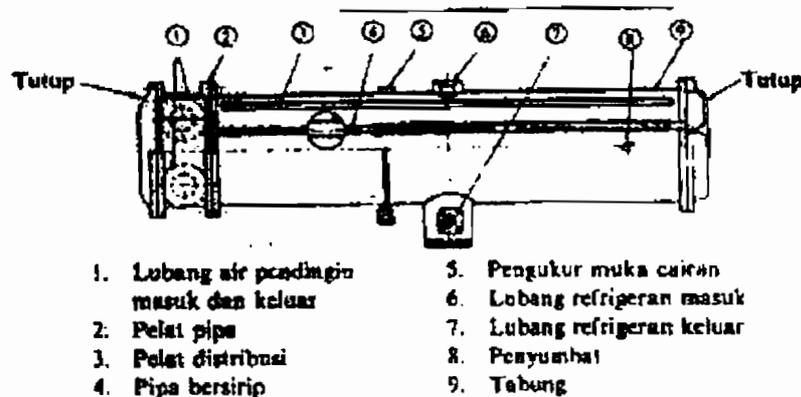
Gbr. 1.8. Kondensor tabung dan koil
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 151)

3) Kondensor dengan *shell* (tabung) dan pipa horisontal

Biasanya banyak dipakai untuk instalasi yang besar sedang konstruksinya terdiri dari tabung (*shell*) yang berisi pipa – pipa , pipa – pipa ini pada bagian ujung – ujungnya dihubungkan pada plat. Untuk memperbesar koefisien perpindahan panas, pipa kadang – kadang diberi sirip (*fin*) kecil (0,05 – 0,33in), dengan penambahan sirip ini maka koefisien perpindahan panas dapat direduksi 15% – 35%.

Ciri - ciri kondensor tabung dan pipa horizontal adalah :

- a) Dapat dibuat dengan pipa pendingin bersirip, sehingga relatif berukuran kecil dan ringan
- b) Pipa air dapat dibuat lebih mudah
- c) Bentuknya sederhana (horizontal) dan mudah pemasangannya
- d) Pipa pendingin mudah dibersihkan



Gbr.1.9. Kondensor tabung dan pipa horizontal
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 150)

4) Kondensor dengan pendingin udara

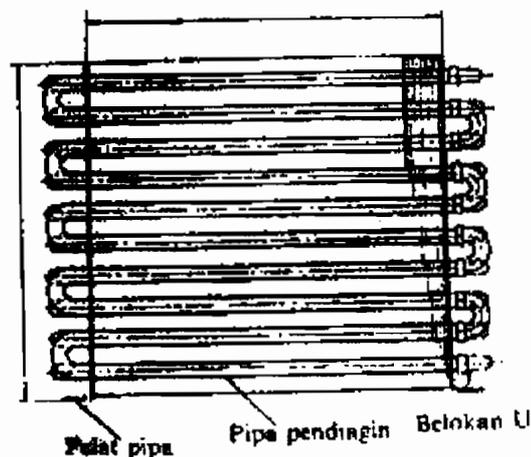
Penggunaan jenis kondensor ini sesuai untuk instalasi yang berkapasitas kecil, tetapi untuk kapasitas yang besar kurang baik. Keuntungannya terletak pada instalasi yang sederhana dan juga dari segi biayanya lebih rendah. Penggunaan kondensor ini biasanya untuk AC ruangan, pendingin air dan domestik refrigerator.

Kondensor ini biasanya berbentuk koil pipa – pipa refrigeran yang diberi sirip – sirip (*fin*) untuk memperbesar permukaan dan uap refrigeran biasanya masuk dari atas sedangkan cairan keluar dari bawah. Pada koil ini dihembuskan udara dengan fan, makin rendah suhu maka makin sedikit tenaga yang dibutuhkan oleh fan.

Ciri – ciri kondensor dengan pendingin udara :

- Tidak memerlukan pipa air pendingin, pompa air dan penampung air karena tidak menggunakan air

- Dapat dipasang dimana saja, asal terdapat udara bebas
- Tidak mudah terjadi korosi karena permukaan koil kering
- Memerlukan pipa refrigeran tekanan tinggi yang panjang karena kondensor biasanya diletakkan di luar rumah
- Pada musim dingin tekanan pengembunan perlu dikontrol untuk mengatasi gangguan yang dapat terjadi karena turunnya tekanan pengembunan yang terlalu besar, yang disebabkan oleh temperatur udara atmosfer yang rendah.



Gbr.1.10. Kondensor pendinginan udara
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 153)

5) Kondensor dengan penguapan air (*Evaporative Condensor*)

Kondensor ini digunakan apabila pada suatu daerah harga air bersih mahal dan pemakaian *cooling tower* untuk instalasi tidak praktis, maka dicari cara lain yaitu dengan menggabungkan kondensor biasa dengan *cooling tower*. Proses dari penggunaan cara ini adalah dengan cara koil/ pipa - pipa kondensor dimasukkan

dalam suatu ruangan, dari sebelah atas disemprot air dingin, kemudian air yang jatuh ditampung pada bak di bawah koil kondenser dan dipompa kembali ke atas. Udara dialirkan dari bawah, melewati koil refrigeran dan mendinginkan air yang disemprotkan untuk kemudian melalui eliminator dibuang keluar. Refrigeran masuk koil dari atas, uap refrigeran yang mengembun ditampung dan dialirkan ke *receiver* yang kadang –kadang ditempatkan dalam bak air tersebut untuk membuat “*refrigeran subcooled*”.

Penggunaan cara ini air pendingin yang teruapkan dapat dicapai sebanyak 3% – 5%, sehingga tiap kali perlu ditambah dan biasanya diatur secara otomatis dengan “*float valve*”. Penguapan air ini mengakibatkan konsentrasi garam dalam air naik, sehingga harus sering diteliti.

Kapasitas “*evaporating kondensor*” sukar dihitung maka biasanya dipakai harga rating dari pabrik pembuatnya. Suhu “*wet bulb*” udara yang masuk mempengaruhi suhu pengembun refrigeran, sehingga unit dan kompresor yang dipilih untuk bekerja pada 2⁰ atau 3⁰F di atas *wet bulb* yang direncanakan. Sistem ini dapat dipakai untuk unit yang besar sampai kapasitas 100 ton refrigeran (TR).

6) Menara Pendingin (*Cooling Tower*)

Cooling tower dipakai apabila diperlukan untuk kapasitas besar dan harga air pendingin mahal sedangkan untuk kapasitas kecil sampai 100 ton akan lebih ekonomis bila menggunakan evaporator kondensor.

Kecepatan perpindahan panas dalam *cooling tower* tergantung pada :

- perbedaan suhu udara basah (*wet bulb*) dan suhu air
- luas permukaan air yang berhubungan dengan udara
- kecepatan aliran air dan aliran udara.

Ukuran *cooling tower* ditentukan oleh :

- perbedaan suhu air pendingin
- perbedaan suhu udara masuk (*wet bulb*) dan suhu air keluar
- suhu *wet bulb* udara keluar yang direncanakan
- waktu kontak antara udara dan air

Untuk memperbesar luas kontak air dengan udara maka air dipercikkan dari atas dengan "*spray pond*", percikan air harus berupa tetes – tetes air yang segera jatuh, tidak boleh berbentuk kabut karena akan meiyang keluar bila terhembus angin/ udara.

Cooling tower dapat terbagi atas :

- "*Natural draft*" (tarikan alam): "*spray type*" dan "*deck type*"

- “*Mechanical draft*” (tarikan dalam) : “*forced type*” dan “*induced type*”.

Natural draft harus didesain/ dirancang untuk kecepatan angin = $\frac{1}{2} \times$ kecepatan angin rata - rata dan sebaiknya dibangun didaerah yang kelembaban relatifnya rendah.

Mechanical draft udara dialirkan dengan blower dalam *cooling tower* tertutup, dengan cara ini *cooling tower* tidak dipengaruhi oleh kecepatan angin diluar. Disini efektifitas bertambah apabila tower semakin tinggi. Kecepatan udara rata – rata = 250 – 400 fpm dan debitnya sebesar = 302 – 400 cfm per ton.

Pada *forced type* blower ditempatkan di bawah untuk mengalirkan udara masuk sedangkan pada *induced type* blower berfungsi untuk menarik aliran udara dari atas.

1.6.3 Evaporator

Evaporator adalah alat penukar kalor yang memegang peranan paling penting dalam siklus refrigerasi yang bertugas mendinginkan media disekitarnya. Evaporator harus memenuhi dua syarat yaitu :

- 1) Efektif dalam penguapan refrigeran, dengan penurunan tekanan yang sangat kecil.
- 2) Efektif dalam penyerapan panas dari media yang diinginkan.

Ada beberapa macam evaporator, sesuai dengan tujuan penggunaannya bentuknyapun dapat berbeda – beda, hal tersebut disebabkan karena media yang hendak didinginkan adalah gas, cairan atau zat padat. Maka jenis – jenis dari evaporator tersebut adalah:

a) Evaporator jenis ekspansi kering

Dalam jenis ekspansi kering, cairan refrigeran yang diexpansikan melalui katup ekspansi, pada waktu masuk ke dalam evaporator sudah dalam keadaan campur cair dan uap, sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan uap kering.

Oleh karena sebagian besar dari evaporator terisi oleh uap refrigeran, maka perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar, jika dibandingkan dengan keadaan ini dimana evaporator terisi oleh refrigeran cair. Akan tetapi evaporator jenis ini tidak memerlukan refrigeran dalam jumlah besar, disamping itu jumlah minyak pelumas yang tertinggal di dalam evaporator sangat kecil jumlahnya.

Jumlah refrigeran yang masuk ke dalam evaporator dapat diatur oleh katup ekspansi sedemikian rupa sehingga semua refrigeran yang meninggalkan evaporator dalam bentuk uap jenuh dan bahkan dalam keadaan superpanas.



b) Evaporator jenis setengah basah

Evaporator jenis setengah basah adalah evaporator dengan kondisi refrigeran diantara jenis ekspansi kering dan evaporator jenis basah. Jenis ini selalu terdapat refrigeran cair dalam pipa penguapnya, oleh karena itu laju perpindahan kalor dalam evaporator jenis setengah basah ini lebih tinggi daripada yang diperoleh pada jenis ekspansi kering, tetapi lebih rendah daripada yang diperoleh pada jenis basah. Pada jenis ini refrigeran akan dimasukkan dari bagian bawah koil evaporator.

c) Evaporator jenis basah

Evaporator jenis basah sebagian besar terisi oleh cairan refrigeran dan proses penguapannya seperti pada penguapan ketel uap. Gelembung refrigeran yang terjadi karena pemanasan akan naik, pecah pada permukaan cairan atau terlepas dari permukaannya, sebagian refrigeran kemudian masuk ke dalam akumulator yang memisahkan antara uap dari cairan, sehingga hanya refrigeran yang dalam bentuk uap saja yang masuk ke dalam kompresor. Bagian refrigeran cair yang dipisahkan di dalam akumulator akan masuk kembali ke dalam evaporator, bersama – sama dengan refrigeran (cair) yang berasal dari kondensor.

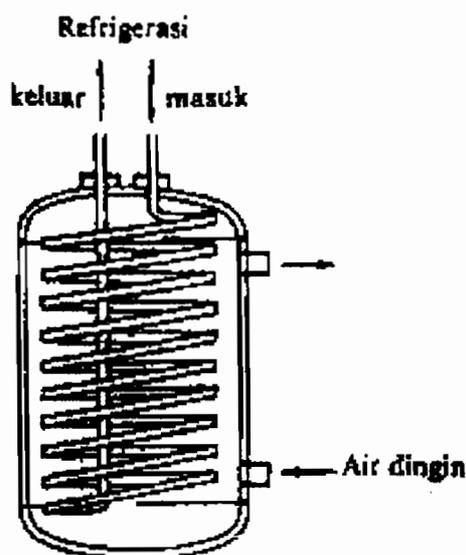
Cairan refrigeran yang terdapat dalam tabung akan menyerap kalor dari fluida yang hendak didinginkan (air

larutan garam, dsb) yang mengalir di dalam pipa, kemudian uap refrigeran yang terjadi dikumpulkan dibagian atas dari evaporator sebelum masuk ke kompresor. Tinggi permukaan cairan refrigeran yang ada di dalam evaporator diatur oleh katup pelampung, biasanya sedikit lebih tinggi dari setengah tinggi tabung . Jumlah yang dimasukkan ke dalam tabung evaporator disesuaikan dengan beban pendinginan yang harus dilayani.

Beberapa macam konstruksi dari evaporator :

1. Evaporator tabung dan koil

Pada evaporator tabung dan koil terdapat koil pipa tunggal atau koil pipa ganda di dalam sebuah silinder. Refrigeran yang mengalir di dalam koil pipa berfungsi untuk mendinginkan air atau larutan garam yang ada dibagian luar koil. Evaporator tabung dan koil dapat dibuat dengan mudah, sebab tidak memerlukan pelat pipa untuk memasang ujung dan pangkal pipa, seperti yang terdapat pada kondensor tabung dan pipa, namun evaporator jenis ini hanya dipakai pada mesin refrigerasi kecil, karena laju perpindahan kalornya sangat rendah.



Gbr.1.11. Evaporator tabung dan koil
(Sumber : Arismunandar, Penyebaran Udara, hal. 157)

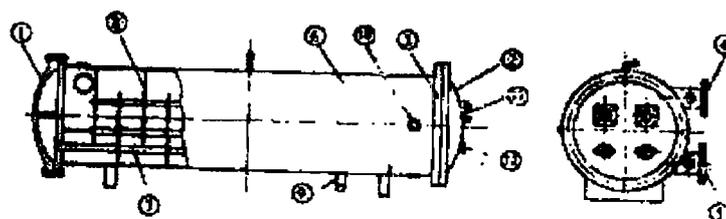
2. Evaporator jenis tabung dan pipa jenis ekspansi kering

Evaporator jenis ini menggunakan banyak pipa yang dipasang di dalam tabung. Refrigeran mengalir di dalam pipa, sedangkan cairan yang hendak didinginkan mengalir melalui bagian luar pipa refrigeran, yaitu di dalam tabung.

Pada bagian dalam dari silinder dipasang pelat sekat yang berfungsi menunjang pipa refrigeran dan mengarahkan aliran cairan yang hendak didinginkan, sehingga dapat mengalir tegak lurus pada pipa dengan kecepatan yang lebih tinggi, dengan demikian laju perpindahan kalornya makin baik. Karena kontak antara cairan yang hendak didinginkan dan pipa refrigeran dapat dibuat lebih baik.

Ciri – ciri dari evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering adalah:

- a) Jumlah refrigeran yang diperlukan tidak banyak
- b) Pemasukan refrigeran dapat diatur dengan mudah dan cepat dengan menggunakan katup ekspansi otomatis termostatik, sesuai dengan perubahan beban yang terjadi.
- c) Minyak pelumas dapat kembali ke kompresor dengan cepat, karena refrigeran mengalir di dalam pipa dengan kecepatan tinggi (refrigeran tidak ada yang tertinggal di dalam evaporator).
- d) Tahanan aliran pada air pendingin kecil
- e) Pipa refrigeran jarang rusak, karena pembekuan air, jika ada terjadi pada permukaan luar dari pipa refrigeran.



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

Gbr.1.12. Evaporator tabung & pipa jenis ekspansi kering
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 157)

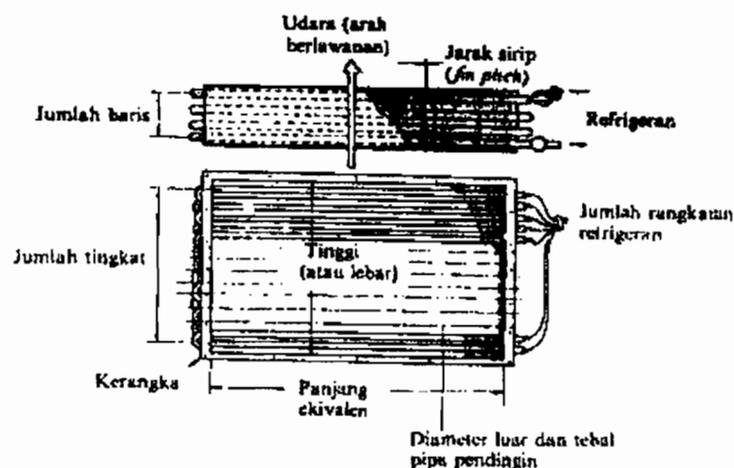
3. Koil dengan pendinginan udara

Koil ini terdiri dari dua macam yaitu : jenis ekspansi langsung dan jenis ekspansi tak langsung . Pada jenis ekspansi langsung refrigeran diuapkan secara langsung di dalam pipa evaporator, sedangkan pada jenis ekspansi tak langsung udara didinginkan oleh refrigeran sekunder seperti air atau larutan garam yang mengalir melalui pipa tersebut. Sirip – sirip yang dipasang pada bagian luar pipa digunakan untuk memperbesar luas bidang perpindahan kalor yang berhubungan dengan udara, karena konduktivitasnya kecil.

Beberapa hal yang perlu diperhatikan pada evaporator jenis ekspansi langsung dengan pendinginan udara adalah :

- a) Kecepatan aliran udara pendingin melalui koil pendingin adalah 2,0 sampai 3,0 m/detik, atau rata – rata 2,5 m/detik.
- b) Untuk memperoleh efisiensi yang maksimal, aliran refrigeran hendaknya berlawanan dengan arah aliran udara pendingin.
- c) Dengan naiknya temperatur penguapan dari refrigeran, biaya operasi kompresor makin murah, tetapi koil memerlukan luas bidang perpindahan kalor yang lebih besar. Oleh karena itu, haruslah dicari kompromi antara kedua faktor di atas.

- d) Apabila udara mengalir melalui koil dengan kecepatan tinggi, misalnya lebih tinggi dari 2,5 m/detik, sebaiknya digunakan eliminator untuk mencegah tersemburnya air yang mengembun pada permukaan pipa. Jika tidak dapat dipergunakan eliminator, sebaiknya kecepatan udara pendingin tidak lebih besar daripada 2,0m/detik.
- e) Sebaiknya digunakan koil pendingin yang panjang dan lebar, daripada yang pendek dan sempit, untuk mengurangi biaya instalasi.



Gbr. 1.13. Koil dengan pendingin udara
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 160)

1.6.4 Katup Expansi

Katup ekspansi digunakan untuk mengexpansikan secara adiabatik cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah, dengan kata lain melaksanakan proses trotel atau proses

expansi enthalpy konstan, selain itu katup ekspansi mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani oleh evaporator. Katup ekspansi berfungsi juga untuk mengatur supaya evaporator dapat selalu bekerja sehingga akan diperoleh efisiensi siklus refrigerasi yang maksimal.

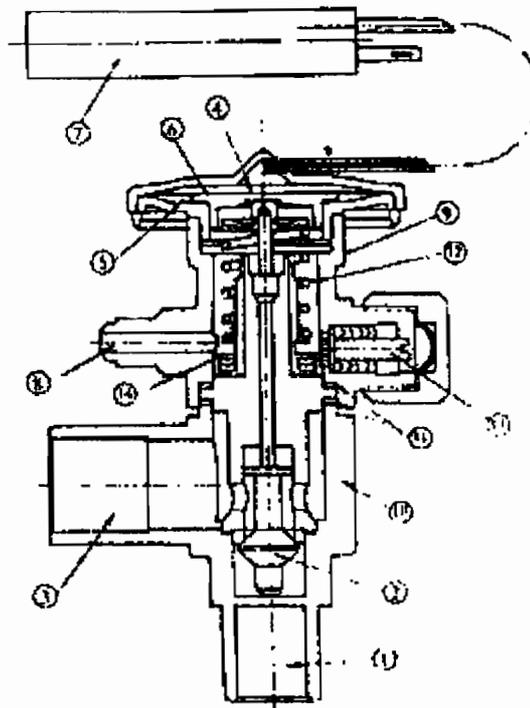
Katup ekspansi yang banyak dipergunakan adalah :

a) Katup ekspansi otomatis termostatik

Katup ekspansi otomatis termostatik berfungsi untuk mengatur pembukaan katup, yaitu mengatur pemasukan refrigeran ke dalam evaporator, sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani, tetapi bukan berarti bahwa katup ekspansi tersebut harus mengusahakan agar evaporator bekerja pada suatu temperatur penguapan yang konstan. Perbedaan antara temperatur penguapan dan temperatur media yang akan diinginkan dipertahankan supaya konstan. Pembukaan katup ekspansi diatur sedemikian rupa sehingga derajat super panas dari refrigeran kira – kira 3 sampai 8⁰C.

Cara kerja dari katub ekspansi otomatis termostatik jenis penyama tekanan external adalah : refrigeran mengalir masuk melalui lubang masuk (1) dan keluar melalui lubang keluar (3), melalui katup jarum (2), ruang luar dari diafragma (5) dihubungkan dengan lubang keluar dari evaporator melalui pipa penyama tekanan (8), oleh karena diafragma (4)

diisolasikan dari lubang keluar (3) oleh paking internal (11), maka diafragma (4) menerima tekanan seksi keluar dari evaporator, derajat super panas yang diinginkan dapat diatur dengan memutar sekrup pengatur (13), apabila sekrup pengatur diputar ke kanan (arah putaran jarum jam), maka pegas (12) akan tertekan dan derajat super panas akan bertambah besar, apabila sekrup pengatur diputar ke kiri (berlawanan arah jarum jam), pegas (12) akan mengendor, sehingga derajat super panas akan berkurang (jumlah aliran refrigeran masuk ke dalam evaporator akan bertambah besar).

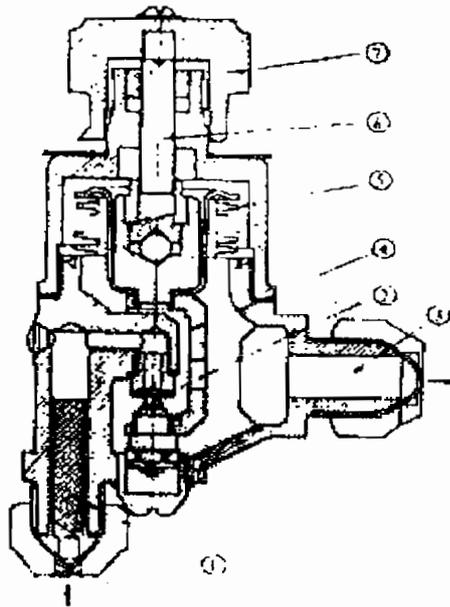


Gbr.1.14. Katup ekspansi otomatis termostatik
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 167)

b) Katup ekspansi manual

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

Cara kerja katup ekspansi manual adalah : Refrigeran masuk melalui lubang masuk (1) dan keluar melalui katup jarum (2), fitting(4) dihubungkan dengan batang pengatur (6), sehingga katup jarum tersebut dapat dibuka dan ditutup dengan memutar knob pengatur (7). Kebocoran refrigeran dapat dicegah dengan menggunakan below (5).



Gbr. 1.15. Katup ekspansi manual
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 168)

c) Katup ekspansi tekanan konstan

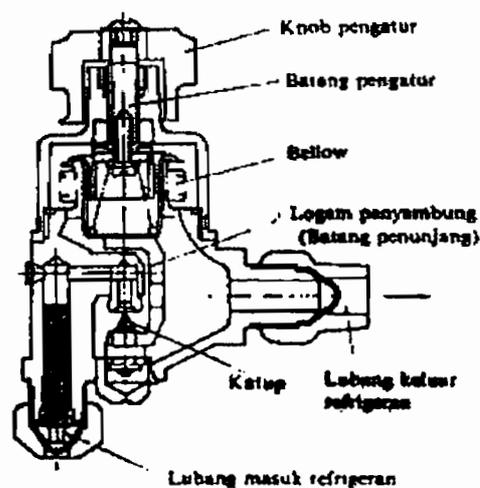
Katup ekspansi tekanan konstan adalah katup ekspansi dimana katup digerakkan oleh tekanan di dalam evaporator, untuk mempertahankan supaya tekanan di dalam evaporator konstan. Pada katup jenis ini below dan katup jarum dihubungkan oleh batang penunjang, bagian bawah dari below berhubungan dengan lubang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

Cara kerja katup ekspansi tekanan konstan adalah :

- a. Pada waktu mesin refrigerasi distart, katup dalam keadaan tertutup karena tekanan di dalam evaporator lebih besar daripada tekanan pegas yang ditetapkan
- b. Setelah mesin refrigerasi bekerja, uap refrigeran yang ada di dalam evaporator terhisap masuk ke dalam kompresor, sehingga tekanan di dalam evaporator lambat laun berkurang. Katup masih tertutup sampai tekanan sama dengan tekanan pegas.
- c. Selanjutnya apabila tekanan evaporator lebih rendah daripada tekanan pegas, tekanan pada bagian bawah below menjadi lebih rendah daripada tekanan pegas,

sehingga pegas akan menekan ke bawah dan katup jarum akan membuka lubang salurannya.

- d. Apabila penguapan refrigeran di dalam evaporator sudah terjadi dengan baik maka pembukaan katup kira – kira konstan sesuai dengan tekanan penguapan yang ditetapkan. Jika tekanan evaporator naik, maka katup akan menutup sedikit untuk mengurangi jumlah aliran refrigeran masuk ke dalam evaporator.
- e. Apabila tekanan evaporator turun, katup akan membuka sedikit, sehingga memperbesar jumlah aliran refrigeran masuk ke dalam evaporator.
- f. Apabila mesin refrigerasi berhenti bekerja, tekanan evaporator akan naik, maka katup akan menutup sempurna.



Gbr.1.16. Katup ekspansi tekanan konstan
(Sumber : Arismunandar, Penyebaran Udara, hal.169)

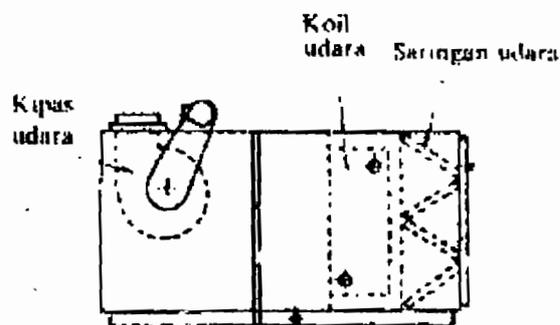
1.7. Klasifikasi Penyegar Udara

Penyegar udara dapat diklasifikasikan menjadi beberapa macam yaitu :

1.7.1 Penyegar udara sentral

Penyegar udara sentral merupakan dasar dari kebanyakan jenis udara dimana komponen – komponennya terdiri dari motor listrik, kipas udara, koil udara, pelembab udara dan saringan udara yang semuanya terletak di dalam satu kotak.

Sekarang ini mesin penyegar udara sentral tersedia dengan kapasitas antara 2000 – 1000.000m³/jam, dalam berbagai ukuran sesuai dengan standar yang diberikan oleh pabrik pembuatnya.



Gbr.1.17. Penyegar udara sentral
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 87)

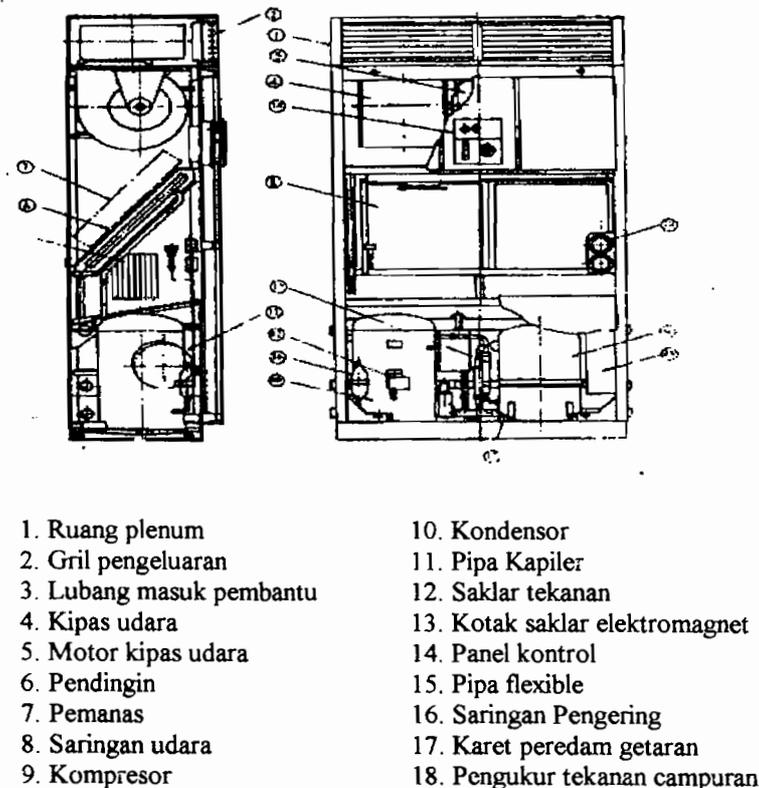
1.7.2 Penyegar udara jenis paket

Penyegar jenis paket terdiri dari peralatan penyegar dan refrigerator yang terletak di dalam rumah, komponen dari penyegar udara paket terdiri dari kipas udara, koil udara (yang biasa digunakan adalah jenis ekspansi langsung), saringan udara dan panci penampung yang terletak di bagian atas dari rumah, sedangkan pada bagian bawah

mesin pendingin terdiri dari kompresor, kondensor, pengontrol otomatis dan peralatan listrik.

Penyegar udara jenis paket semula ditujukan hanya untuk pendinginan udara, tetapi sekarang ini dapat juga digunakan sebagai pemanasan apabila dilengkapi dengan koil pemanas yang biasa bekerja dengan uap air atau air panas, atau dengan pemanas listrik.

Penyegar udara jenis paket berkapasitas antara 3 sampai 10 TR (Ton Refrigeran), motor listrik yang dipakai berdaya sekitar 7,5 kW dan dirancang untuk memberikan kenyamanan normal maupun untuk keperluan industri atau keperluan lain, dimana dapat diperoleh udara bertemperatur dan berkelembaban rendah.

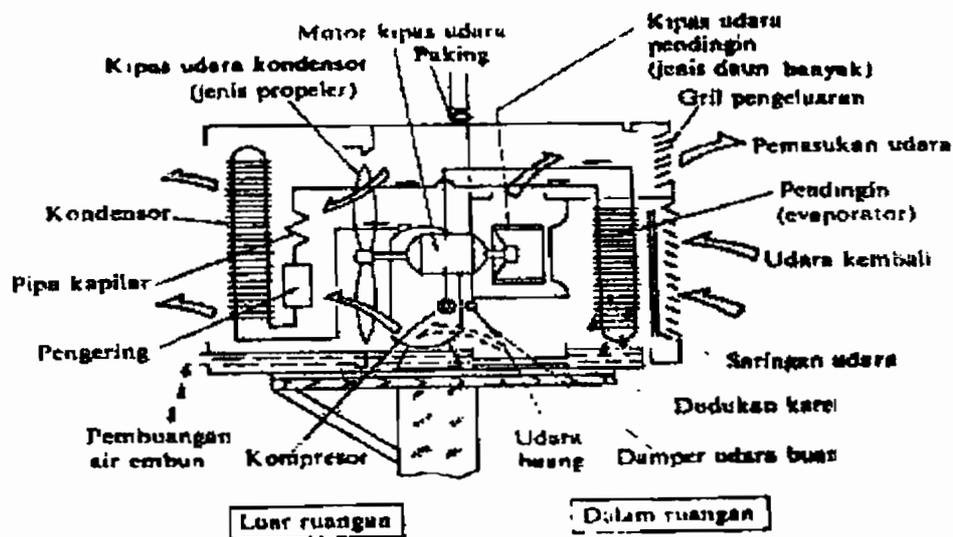


Gbr.1.18. Penyegar udara jenis paket
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 91)

1.7.3 Penyegar udara kamar

Penyegar udara kamar adalah penyegar udara jenis paket berukuran kecil dengan kapasitas pendinginan antara 0,5 sampai 2TR, tersedia dalam jenis lantai, langit – langit, jenis dinding dan jenis jendela. Penyegar udara kamar biasanya memiliki ukuran kecil, mudah dipasang dan dijalankan, di samping itu kapasitas pendinginannya besar.

Penyegar udara kamar dapat memadai penyegar udara sentral berkapasitas besar jika ditinjau dari segi biaya awalnya. Namun jenis tersebut pertama kurang baik jika dibandingkan dengan jenis kedua jika ditinjau dari segi distribusi udara, penyaringan debu, ventilasi, pengaturan temperatur dan pengaturan kelembaban udara serta peredaman suara, khususnya dalam musim pancaroba.



Gbr.1.19. Penyegar udara kamar
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 93)

I.8. Batasan Masalah

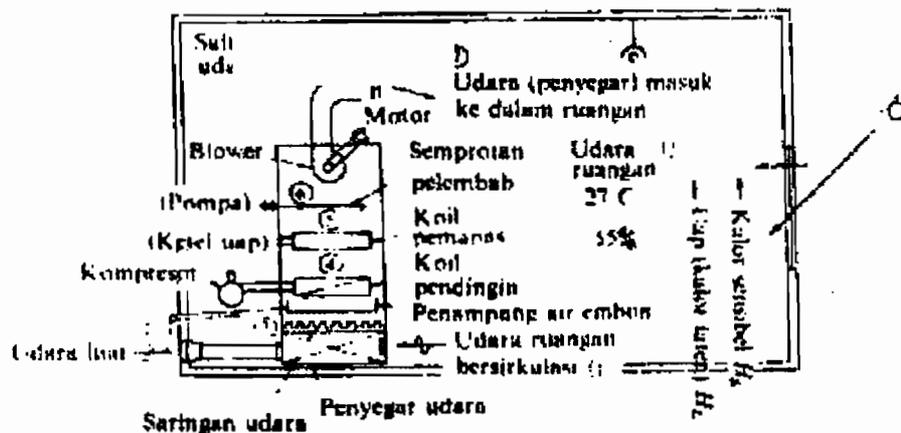
Perancangan sistem penyebaran udara pada *tennis indoor* ini dibuat dengan sistem sentral, dengan kondisi standar dimana udara akan disirkulasikan ke dalam ruangan untuk memberikan kenyamanan bagi yang mengkonsumsinya. Perancangan ini akan membuat temperatur di dalam ruangan bersuhu antara $25^{\circ}\text{C} - 27^{\circ}\text{C}$ disesuaikan dengan kondisi lokasi serta lingkungan sekitar gedung.

BAB II

PERHITUNGAN BEBAN PENDINGINAN

II.1 Sistem Penyegaran Udara

Perancangan pada sistem penyegaran udara yang akan digunakan pada tennis indoor ini adalah *water chiller system*. Sistem ini digunakan karena memiliki beberapa keunggulan dibandingkan dengan sistem penyegaran udara yang lain yaitu sederhana, mudah dalam perancangan, pemasangan, pemakaian dan perawatannya serta biaya awal dari *water chiller system* ini murah.



Gbr.2.1. Prinsip Penyegaran Udara
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 14)

Skema dari gambar 2.1 merupakan proses kerja dari sistem penyegaran udara, di mana udara luar dari ventilasi dan udara ruangan akan masuk kembali ke dalam mesin penyegar udara, bercampur kemudian masuk kedalam saringan udara untuk menyaring debu dan menghilangkan bau serta gas beracun yang berasal dari

udara luar yang masuk kedalam mesin sehingga udara yang dihasilkan nantinya dapat bersih, aman dan nyaman bagi siapapun yang mengkonsumsinya.

II.2 Data – Data Perancangan

Tempat yang akan diberi pendingin udara ini yaitu Tennis Indoor Universitas Gajah Mada yang memiliki lokasi di Yogyakarta dengan letak pada 7° sampai 8° LS dan untuk mempermudah dalam perancangan, mesin penyegar udara ini dirancang pada kondisi standart . Data – data yang ada adalah :

1. Gedung

$$\text{Luas lantai} = \text{panjang} \times \text{lebar} = 36\text{m} \times 38\text{m} = 1008 \text{ m}^2$$

$$\text{Volume ruangan} = \text{luas} \times \text{tinggi} = 1008 \text{ m}^2 \times 17,5\text{m} = 17640 \text{ m}^3$$

$$\text{Kapasitas} = 1000 \text{ orang}$$

$$\text{Jumlah lampu} = 20 \text{ buah @ } 100 \text{ Watt}$$

2. Bulan perancangan:

Antara Maret sampai April (pada waktu musim kemarau)

3. Kondisi perancangan

- Di dalam gedung (Tabel 1):

$$\text{Temperatur bola kering (Ti)} = 26^{\circ} \text{ C}$$

$$\text{Kelembaban relatif (RH)} = 55 \%$$

Berdasarkan (Grafik 1) :

$$\text{- Temperatur wet bulb} = 19,5^{\circ} \text{ C}$$

$$\text{- Volume spesifik} = 0,864 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{- Enthalpy (h)} = 55,5 \text{ kJ/kg} = \text{kkal/kg}$$

- Di luar gedung (Tabel1) :

Temperatur bola kering (T_o) = 32°C

Perubahan temperatur harian = 8°C

Kelembaban relatif = 77 %

Berdasarkan (Grafik 1) :

- Temperatur wet bulb = $28,5^{\circ}\text{C}$
- Volume spesifik (v) = $0,897\text{ m}^3/\text{kg}$
- Enthalpy (h) = $93\text{ kJ/kg} = 22,2\text{ kkal/kg}$

II.3 Perhitungan Beban Pendinginan

2.3.1. Perhitungan jumlah radiasi matahari

Waktu penyinaran matahari dipilih pada jam 12.00 siang

Ketinggian matahari (H) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.1

(Wiranto, 2002 : 39) :

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

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

δ = deklinasi matahari (Gambar 2.2)

τ = waktu penyinaran matahari

(pukul 12.00 siang adalah 0, siang hari (pm) adalah positif, pagi hari (am) adalah negatif)

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

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

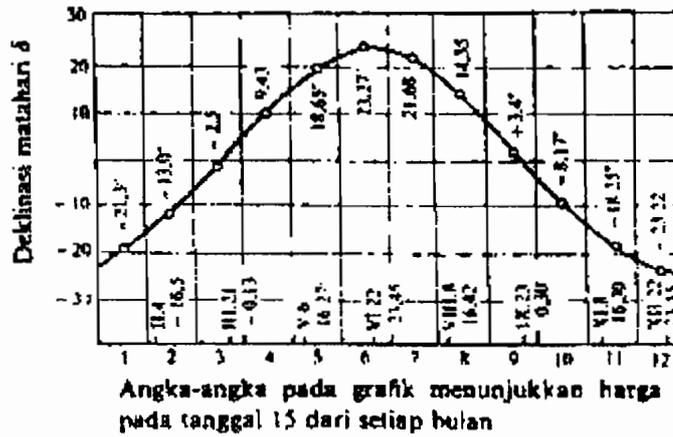
Jumlah radiasi matahari langsung tegak lurus arah datangnya matahari yang dapat ditentukan dari persamaan 2.2 (Wiranto, 2002 : 37) :

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

Dengan : P = permeabilitas atmosferik

(0,6 – 0,75 pada hari cerah)

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



Gbr.2.2 Deklinasi matahari
(Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 40)

2.3.2. Beban infiltrasi/ ventilasi

1. Infiltrasi beban kalor sensibel yang dapat ditentukan dari persamaan 2.3 (Wiranto, 2002 : 31) :

$$Q_1 = \{(V \times A) - B\} \times \frac{0,24}{v} \times \Delta T \dots \dots \dots (2.3)$$

V = volume ruangan (m³)

A = jumlah pergantian ventilasi alamiah (Tabel 3)

B = jumlah udara luar (Tabel 4)

v = volume spesifik udara luar ruangan (m^3/kg)

ΔT = selisih temperatur ($T_o - T_i$) ($^{\circ}\text{C}$)

0,24 = kalor spesifik dari udara kering ($\text{kkal}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$)

$$Q_1 = \{(17640 \times 2) - (18 \times 1000)\} \times \frac{0,24}{0,897} \times (32 - 26)$$

$$= 27740,468 \text{ kkal/jam}$$

2. Infiltrasi beban kalor laten yang dapat ditentukan dari persamaan 2.4

(Wiranto, 2002 : 31) :

$$Q_2 = V \times A \times 597,3 \text{ kkal/kg} \times (X_{T_o} - X_{T_i}) \dots \dots \dots (2.4)$$

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

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

597,3 = kalor laten penguapan (kkal/kg)

$$Q_2 = 17640 \times 2 \times 597,3 \times (0,02 - 0,0116)$$

$$= 177011,05 \text{ kkal/jam}$$

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

$$= 27740,468 + 177011,05$$

$$= 204751,518 \text{ kkal/jam}$$

2.3.3. Beban kalor karena adanya penghuni ruangan

1. Beban kalor sensibel penghuni ruangan yang dapat ditentukan dari persamaan 2.5 (Wiranto, 2002 : 31) :

$$Q_1 = \text{jumlah orang} \times f_1 \times f_2 \dots \dots \dots (2.5)$$

f_1 = kalor sensibel manusia pada suhu ruang 26°C (kkal/jam) (Tabel 5)

f_2 = koreksi faktor kelompok (Tabel 5)

$$Q_1 = 1000 \times 50 \times 0,897$$

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

2. Tambahan kalor laten penghuni ruangan yang dapat ditentukan dari persamaan 2.6 (Wiranto, 2002 : 32) :

$$Q_2 = \text{jumlah orang} \times f_1 \times f_2 \dots\dots\dots(2.6)$$

f_1 = kalor laten manusia pada suhu ruang 26^0 C (kkal/jam)

f_2 = koreksi faktor kelompok

$$Q_1 = 1000 \times 28 \times 0,897$$

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

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

$$= 44850 + 25116$$

$$= 6996 \text{ kkal/jam}$$

2.3.4. Beban kalor karena penerangan (Tabel 6)

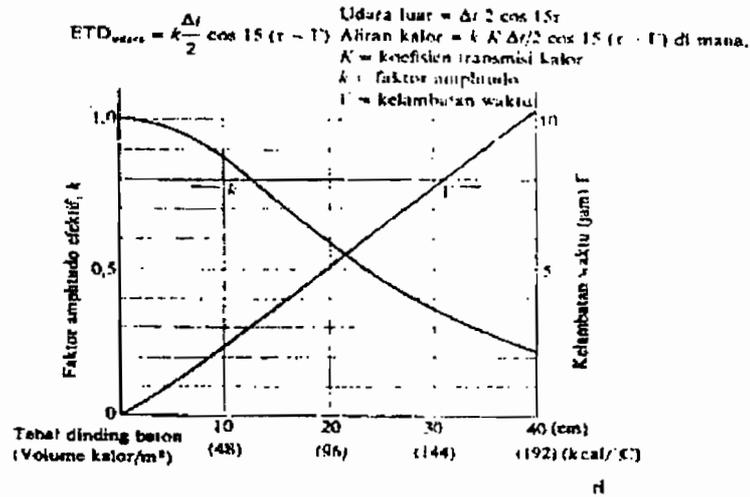
Beban kalor penerangan yang dapat ditentukan dari persamaan 2.7 (Wiranto, 2002 : 32) :

$$Q = \text{wattase (kW)} \times 1,08 \text{ kkal/kW} \times \text{jumlah lampu} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$= 0,1 \times 1,08 \times 20$$

$$= 2,16 \text{ kkal/jam}$$

2.3.5. Transmisi kalor melalui atap



Gbr.2.3. ETD udara
 (Sumber : Arismunandar, Penyegaran Udara, hal. 68)

Transmisi kalor (Q) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.8 (Wiranto, 2002 : 31) :

$$Q = \text{luas atap} \times K \times (ETD_{matah} + ETD_{udara}) \dots\dots\dots(2.8)$$

K = luas transmisi kalor dari atap (Tabel 7)

ETD_{matah} = selisih temperatur ekuivalen dari udara radiasi matahari

- = 9,1⁰ C (Timur)
- = 2,8⁰ C (Barat)
- = 9,1⁰ C (Utara)
- = 9,1⁰ C (Selatan)

ETD_{udara} dapat ditentukan dari persamaan 2.9 (Wiranto, 2002 : 61) :

$$ETD_{udara} = T_o - \frac{\Delta T}{2} - T_i + K \times \frac{\Delta T}{2} \times \cos 15 \times (\tau - \gamma - \Gamma) \dots\dots\dots(2.9)$$

K = faktor amplitudo

τ = saat penyinaran matahari = 0

γ = 2

Γ = waktu kelambatan

15 = kecepatan sudut

$$\begin{aligned} \text{ETDudara} &= 32^{\circ} - \frac{6^{\circ}}{2} - 26^{\circ} + \left(0,98 \times \frac{6^{\circ}}{2} \times \cos 15 \times (0 - 2 - 0,02) \right) \\ &= 5,54^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Timur}} &= (38\text{m} \times 18\text{m}) \times 2,86 \times (9,1^{\circ} + 5,54^{\circ}) \\ &= 28639,354 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Barat}} &= (38\text{m} \times 18\text{m}) \times 2,86 \times (2,8^{\circ} + 5,54^{\circ}) \\ &= 16315,042 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Utara}} &= (46\text{m} \times 14\text{m}) \times 2,86 \times (14,1^{\circ} + 5,54^{\circ}) \\ &= 36173,738 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Selatan}} &= (46\text{m} \times 14\text{m}) \times 2,86 \times (2,8^{\circ} + 5,54^{\circ}) \\ &= 15360,946 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{Total}} &= Q_{\text{Timur}} + Q_{\text{Barat}} + Q_{\text{Utara}} + Q_{\text{Selatan}} \\ &= 28639,354 + 16315,042 + 36173,718 + 15360,946 \\ &= 96489,08 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

2.3.6. Transmisi kalor melalui dinding beton

Tebal dari dinding beton adalah = 200 mm = 20 cm

Transmisi kalor melalui dinding beton dapat ditentukan dari persamaan

2.10 (Wiranto, 2002 : 31) :

$$Q = \text{luas dinding} \times K \times (\text{ETDmatah} + \text{ETDudara}) \dots\dots\dots(2.10)$$

K = luas transmisi kalor dari dinding (Tabel 8)

ETDmatah = selisih temperatur ekuivalen dari udara radiasi matahari

$$= 7,5^{\circ} \text{ C (Timur) (Tabel 9)}$$

$$= 1,5^{\circ} \text{ C (Barat)}$$

$$= 5,8^{\circ} \text{ C (Utara)}$$

$$= 1,3^{\circ} \text{ C (Selatan)}$$

ETDudara (Grafik 2)

$$\text{ETDudara} = 32^{\circ} - \frac{6^{\circ}}{2} - 26^{\circ} + (0,98 \times \frac{6^{\circ}}{2} \times \cos 15 \times (0 - 2 - 0,02))$$

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

$$Q_{\text{Timur}} = (38\text{m} \times 9\text{m}) \times 3,15 \times (7,5^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 14047,992 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{\text{Barat}} = (38\text{m} \times 9\text{m}) \times 3,15 \times (1,5^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 7584,192 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{\text{Utara}} = (46\text{m} \times 9\text{m}) \times 3,15 \times (5,8^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 14788,494 \text{ kkal/jam}$$

$$Q_{\text{Selatan}} = (46\text{m} \times 9\text{m}) \times 3,15 \times (1,3^{\circ} + 5,54^{\circ})$$

$$= 8920,044 \text{ kkal/jam}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Total}} &= Q_{\text{Timur}} + Q_{\text{Barat}} + Q_{\text{Utara}} + Q_{\text{Selatan}} \\
 &= 14047,992 + 7584,192 + 14788,494 + 8920,044 \\
 &= 4530,722 \text{ kkal/jam}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas diperoleh beban pendinginan teoritis :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Teoritis}} &= Q_{2.3.2} + Q_{2.3.3} + Q_{2.3.4} + Q_{2.3.5} + Q_{2.3.6} \\
 &= 204751,518 + 69966 + 2,16 + 96489,08 + 45340,722 \\
 &= 353579,48 \text{ kkal/jam}
 \end{aligned}$$

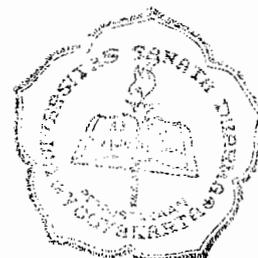
Dengan menambahkan *safety factor* sebesar 15% maka beban pendinginan total dapat ditentukan dari persamaan 2.11 (Harjanto, 2002 : 30) :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Total}} &= Q_{\text{teoritis}} + 15 \% Q_{\text{teoritis}} \dots\dots\dots(2.11) \\
 &= 353579,48 + (15\% \times 353579,48) \\
 &= 406616,402 \text{ kkal/jam} \\
 &= 1702502,875 \text{ kJ/jam} \\
 &= 1613972,726 \text{ Btu/jam} \\
 &= 473055,406 \text{ W} \\
 &= 134,537 \text{ TR} \approx 135 \text{ TR}
 \end{aligned}$$

II.4. Kebutuhan udara (cfm)

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

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



(Internal Load)

- Kalor sensibel (*Room Sensibel Heat*)

$$\begin{aligned} RSH &= Q_{\text{sensibel orang}} + Q_{\text{kalor penerangan}} \\ &= 44850 + 2,16 \\ &= 44852,16 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

- Kalor Laten (*Room Laten Heat*)

$$\begin{aligned} RLH &= Q_{\text{laten orang}} \\ &= 25116 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

(External Load)

- Kalor Sensibel (*External Sensibel Heat*)

$$\begin{aligned} ELH &= Q_{\text{sensibel infiltrasi}} + Q_{\text{atap}} \\ &= 27740,468 + 96489,08 \\ &= 124229,548 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

- Kalor Laten (*External Latent Heat*)

$$\begin{aligned} ELH &= Q_{\text{laten infiltrasi}} + Q_{\text{udara dinding}} \\ &= 177011,05 + 45340,722 \\ &= 222351,772 \text{ kkal/jam} \end{aligned}$$

Room Sensibel Heat Transfer (RSHF) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.12 (Carrier,1965 : 117) :

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} \dots\dots\dots(2.12)$$

$$= \frac{44852,16}{44852,16 + 25116}$$

$$= 0,641$$

Grand Sensibel Heat Transfer (GSHF) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.13 (Carrier, 1965 : 117) :

$$\text{GSHF} = \frac{TSH}{TSH + TLH} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$= \frac{RSH + ESH}{RLH + ELH + RSH + ESH}$$

$$= \frac{44852,16 + 124229,548}{25116 + 222351,772 + 44852,16 + 124229,548}$$

$$= 0,406$$

Dengan : ΔH_f = selisih enthalpy dari latent heat

ΔH_s = selisih enthalpy dari sensibel heat

Selisih enthalpy dari *latent heat* (ΔH_f) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.14 (Stoecker, 1989 : 21) :

$$\Delta H_f = \frac{TLH}{m} \dots\dots\dots(2.14)$$

$$= \frac{RLH + ELH}{m}$$

Laju aliran massa udara (m) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.15 (Stoecker, 1989 : 21) :

$$\begin{aligned}
 m &= \frac{Q_{total}}{cp \times (T_o - T_i)} \dots\dots\dots(2.15) \\
 &= \frac{1702502,875 \text{ kJ / jam}}{1,0058 \text{ kJ / kg}^{\circ}\text{C} \times (32^{\circ}\text{C} - 26^{\circ}\text{C})} \\
 &= 282114,217 \text{ kg/jam}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta H_f &= \frac{25116 \text{ kkal / jam} + 222351,772 \text{ kkal / jam}}{282114,217 \text{ kg / jam}} \\
 &= 0,877 \text{ kkal/kg} \\
 &= 3,673 \text{ kJ/kg} \\
 &= 3,481 \text{ Btu/lb}
 \end{aligned}$$

Selisih enthalpy dari *sensibel heat* (ΔH_s) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.16 (Stoecker, 1989 : 21) :

$$\begin{aligned}
 \Delta H_s &= \frac{TSH}{m} \dots\dots\dots(2.16) \\
 &= \frac{RSH + ESH}{m} \\
 &= \frac{44852,16 \text{ kkal / jam} + 124229,548 \text{ kkal / jam}}{282114,217 \text{ kg / jam}} \\
 &= 0,6 \text{ kkal/kg} \\
 &= 2,509 \text{ kJ/kg} \\
 &= 2,379 \text{ Btu/lb}
 \end{aligned}$$

Kebutuhan udara (cfm) yang dapat ditentukan dari persamaan 2.17

(Carrier, 1965 : 119) :

$$\text{cfm} = \frac{RSH}{1,08 \times (T_1 - T_4)} \dots\dots\dots(2.17)$$

$$= \frac{178030,602 \text{ Btu} / \text{jam}}{1,08 \times (78,8^\circ F - 72,5^\circ F)}$$

$$= 26165,579 \text{ cfm} \approx 26000 \text{ cfm}$$

BAB III

KOMPONEN UTAMA

III.1. Pemilihan Refrigeran

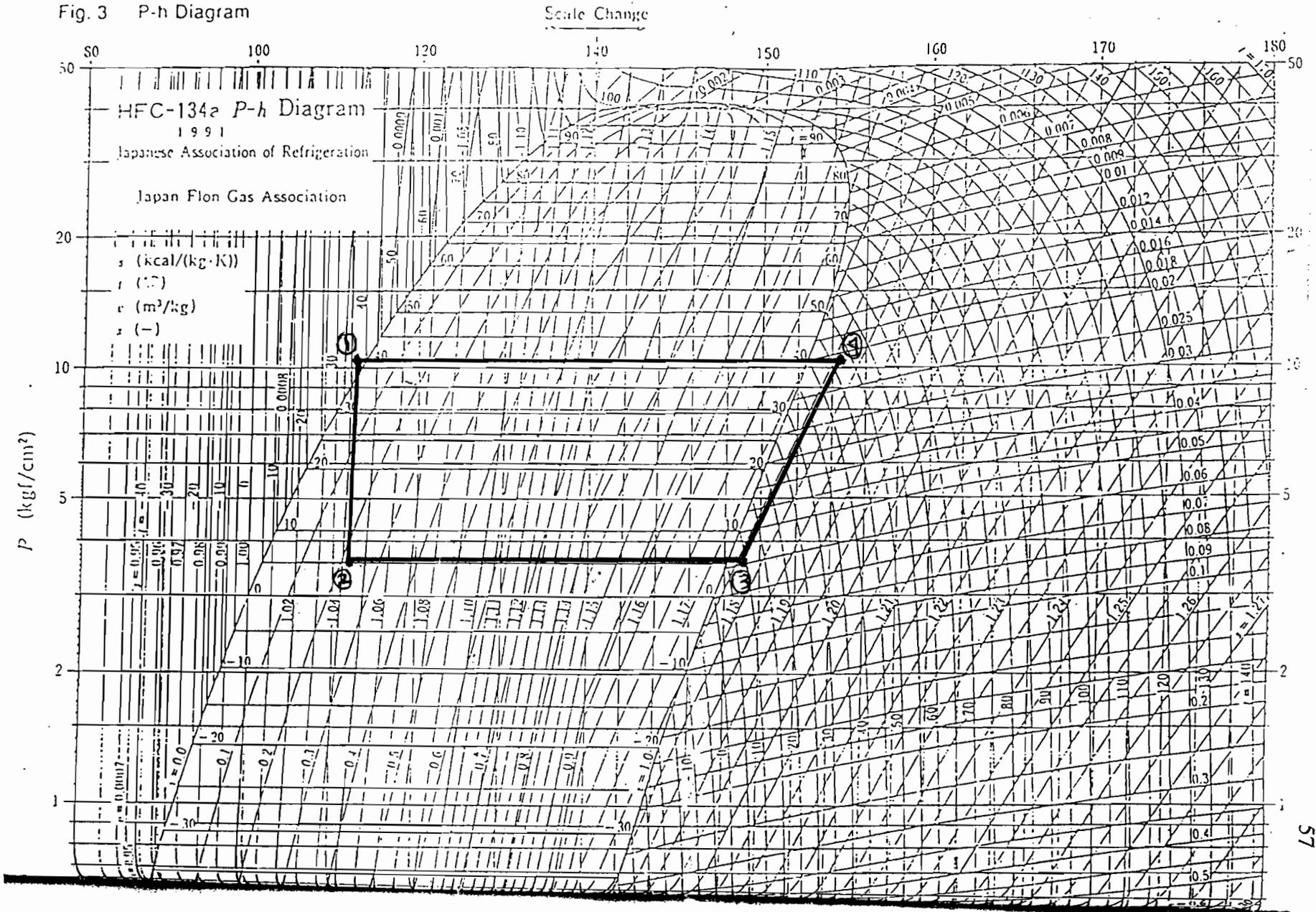
Pada perancangan sistem penyejukan udara ini refrigeran yang digunakan adalah HFC-134a, refrigeran ini dipilih karena memiliki sifat – sifat yang baik yaitu :

- a) Tidak berpotensi untuk merusak ozon
- b) Mempunyai suhu kritis yang cukup jauh dengan suhu kerja dari kondensor sehingga uap refrigeran mudah diembunkan.
- c) Mempunyai tekanan evaporator dan kondensor positif (lebih dari tekanan atmosfer) sehingga dapat mencegah terjadinya udara luar masuk dan memudahkan dalam mencari sumber kebocoran.
- d) Mempunyai titik beku (*freezing point*) jauh di bawah suhu kerja evaporator.

Data – data yang diperlukan pada HFC-134a (Tabel 11) dan (Tabel 12) adalah :

- Temperatur evaporator : 5°C
- Tekanan evaporator : $3,57 \text{ kg cm}^2$
- Temperatur kondensor : 40°C
- Tekanan kondensor : $10,4 \text{ kg/cm}^2$
- Subcooled : 5°C
- Superheated : 5°C

Fig. 3 P-h Diagram



Berdasarkan dari diagram P-h diperoleh data sbb:

Titik 1 : tekanan (P_1)	= 10,4 kgf/cm ²
enthalpy (h_1)	= 112 kkal/kg
suhu	= 35 °C
Titik 2 : tekanan (P_2)	= 3,57 kgf/cm ²
enthalpy (h_2)	= 112 kkal/kg
suhu	= 5 °C
Titik 3 : tekanan (P_3)	= 3,57 kgf/cm ²
enthalpy (h_3)	= 149 kkal/kg
suhu	= 10 °C
Titik 4 : tekanan (P_4)	= 10,4 kgf/cm ²
enthalpy (h_4)	= 155 kkal/kg
suhu	= 48 °C

Efek pendinginan (RE) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.1

(Harjanto, 2002 : 11) :

$$\begin{aligned}
 RE &= h_3 - h_2 \dots\dots\dots(3.1) \\
 &= 149 \text{ kkal/kg} - 112 \text{ kkal/kg} \\
 &= 37 \text{ kkal/kg}
 \end{aligned}$$

Jumlah sirkulasi refrigeran (W) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.2

(Harjanto, 2002 : 10) :

$$W = \frac{Q}{RE} \dots\dots\dots(3.2)$$

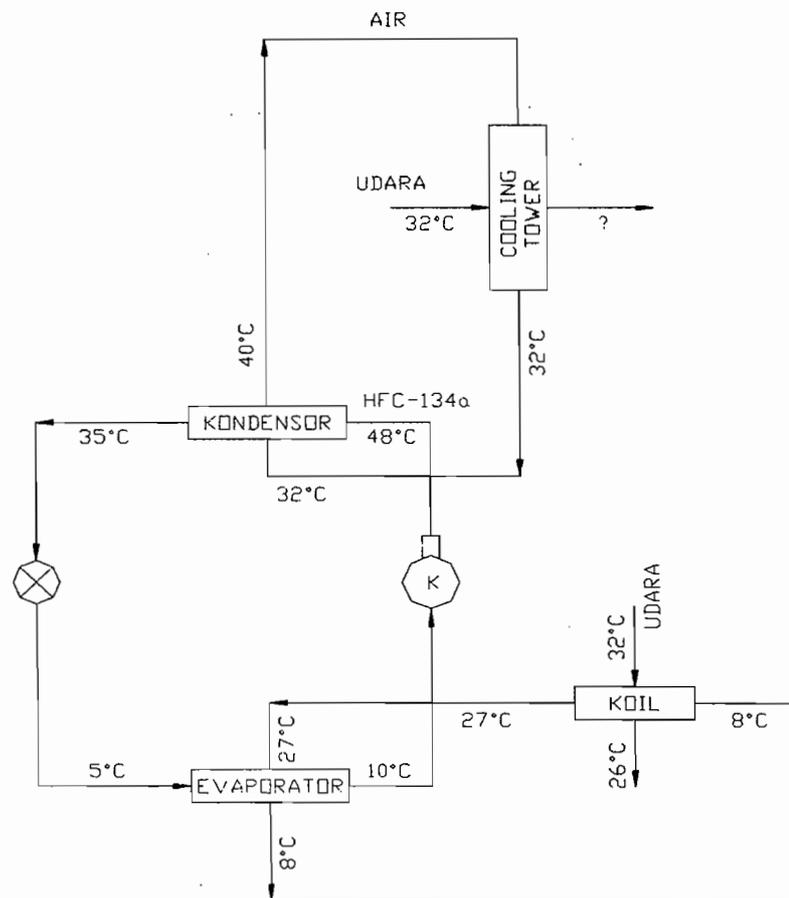
$$\begin{aligned}
 &= \frac{406616,402 \text{ kkal} / \text{jam}}{37 \text{ kkal} / \text{kg}} \\
 &= 10989,633 \text{ kg/jam} \\
 &= 3,053 \text{ kg/det}
 \end{aligned}$$

Daya kompresor (N) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.3 (Harjanto, 2002 : 10) :

$$\begin{aligned}
 N &= (h_4 - h_3) \times W \dots\dots\dots(3.3) \\
 &= (155 \text{ kkal/kg} - 149 \text{ kkal/kg}) \times 10989,633 \text{ kg/jam} \\
 &= 65937,798 \text{ kkal/jam} \\
 &= 76,711 \text{ kW} \approx 77 \text{ kW} \\
 &= 102,87 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Koefisien prestasi (COP) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.4 (Harjanto, 2002 : 11) :

$$\begin{aligned}
 COP &= \frac{h_3 - h_1}{h_4 - h_3} \dots\dots\dots(3.4) \\
 &= \frac{149 \text{ kkal} / \text{kg} - 112 \text{ kkal} / \text{kg}}{155 \text{ kkal} / \text{kg} - 149 \text{ kkal} / \text{kg}} \\
 &= 6,17
 \end{aligned}$$



Gbr.3.2. Proses Pendinginan

III.2 Pemilihan dan Perancangan Evaporator

3.2.1. Pemilihan Evaporator

Evaporator yang akan digunakan dalam perancangan sistem penyegaran udara ini adalah jenis ekspansi kering yang prosesnya adalah cairan dari refrigeran yang masuk ke dalam evaporator sudah berada dalam keadaan campuran antara cair dan uap sehingga setelah keluar dari evaporator akan berada dalam keadaan uap kering.

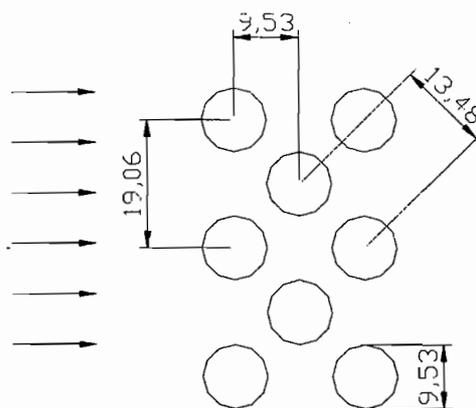
Adapun ciri – ciri dari evaporator jenis ekspansi kering adalah :

- a) Perpindahan kalor yang terjadi pada evaporator tidak begitu besar.
- b) Besarnya jumlah dari minyak pelumas yang tertinggal di dalam evaporator sangat kecil jumlahnya.
- c) Tidak memerlukan refrigeran dalam jumlah yang cukup besar.

Evaporator ekspansi kering ini dipilih yang mempunyai bentuk konstruksi tabung dan pipa (*shell and tube*) karena memiliki kapasitas refrigerasi yang besar. Pipa dari evaporator ini dipilih dari bahan tembaga karena :

- a) Mudah dibentuk, dikerjakan.
- b) Tahan terhadap korosi
- c) Mempunyai konduktifitas thermal yang tinggi.

Susunan pipa – pipa (*tubes*) pada evaporator ditunjukkan dengan gambar berikut ini :



Gbr.3.3. Susunan pipa

3.2.2. Perancangan Evaporator

Data :

HFC-134a : suhu masuk (T_{c1}) = 5°C
 suhu keluar (T_{c2}) = 10°C
 kecepatan (U_c) = $0,5 \text{ m/s}$ (asumsi)

Air : suhu masuk (T_{h1}) = 27°C
 suhu keluar (T_{h2}) = 8°C
 kecepatan (U_c) = $0,5 \text{ m/s}$ (asumsi)

Bahan pipa = tembaga ($k = 386 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$)

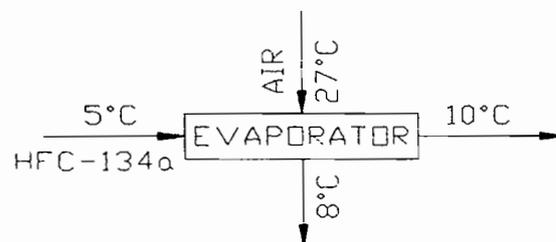
Panjang pipa (L) = maksimal 2m

Berdasarkan dari (Tabel 13) diperoleh :

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

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

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



Gbr.3.4. Skema Evaporator

Laju aliran massa (\dot{m}) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.5 (Holman, 1984 : 251) :

$$\begin{aligned} \text{Sisi air: } \dot{m}_h &= \frac{Q}{c_{p_{air}} \times \Delta T_h} \dots\dots\dots(3.5) \\ &= \frac{1702502,875 \text{ kJ / jam}}{4,184 \text{ kJ / kg}^{\circ}\text{C} \times (27^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C})} \\ &= 21416,208 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

$$\text{Sisi refrigeran : } \dot{m}_c = W = 10989,633 \text{ kg/jam}$$

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

W = jumlah sirkulasi refrigeran

Lintasan pipa mula – mula diasumsikan 1 lintasan yang dapat ditentukan dari persamaan 3.6 (Sitompul, 1979 : 179) :

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \dots\dots\dots(3.6) \\ &= \frac{(T_{h_1} - T_{c_2}) - (T_{h_2} - T_{c_1})}{\ln\left(\frac{T_{h_1} - T_{c_2}}{T_{h_2} - T_{c_1}}\right)} \\ &= \frac{(27^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}) - (8^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C})}{\ln\left(\frac{27^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}}{8^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C}}\right)} \\ &= 8,044^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_o)

Sifat – sifat HFC–134a pada suhu limbak yang dapat ditentukan dari persamaan 3.7 (Harjanto, 2002 : 25) :

$$\begin{aligned} T_b &= \frac{T_{c_1} + T_{c_2}}{2} \dots\dots\dots(2.7) \\ &= \frac{5^{\circ}C + 10^{\circ}C}{2} \\ &= 7,5^{\circ}C \end{aligned}$$

Perancangan pipa :

$$\rho = 1372,88 \text{ kg/m}^3 \text{ (Tabel 10)}$$

$$k = 0,073 \text{ W/m}^{\circ}C$$

$$v = 0,206 \times 10 \text{ m}^2/s$$

$$Pr = 3,65$$

$$C_p = 0,9458 \text{ kJ/kg}^{\circ}C$$

Pipa dipilih jenis susunan pipa selang – seling dengan

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

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

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

Dari (Tabel 14) diperoleh:

$$c = 0,495$$

$$n = 0,571$$

Kecepatan maximum aliran fluida (U_m) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.8 (Holman, 1984 : 278) :

$$\begin{aligned}
 U_m &= \frac{U_c \times S_n}{S_n - d_o} \dots\dots\dots(3.8) \\
 &= \frac{(0,5 \text{ m/s}) \times (19,6 \times 10^{-3} \text{ m})}{(19,06 \times 10^{-3}) - (9,53 \times 10^{-3} \text{ m})} \\
 &= 1 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Perhitungan angka Reynold yang dapat ditentukan dari persamaan 3.9 (Holman, 1984 : 194) :

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{U_m \times d_o}{\nu} \dots\dots\dots(3.9) \\
 &= \frac{(1 \text{ m/s}) \times (9,53 \times 10^{-3} \text{ m})}{0,206 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}} \\
 &= 46262,14 \text{ (turbulen: } Re > 2300)
 \end{aligned}$$

Perhitungan angka Nusselt yang dapat ditentukan dari persamaan 3.10 (Holman, 1984 : 268) :

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_o \times d_o}{k} \\
 &= C \times Re^n \times Pr^{1/3} \dots\dots\dots(3.10) \\
 &= 0,495 \times (46262,14)^{0,571} \times (3,65)^{1/3} \\
 &= 351,463
 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor (h_o) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.11

(Holman, 1984 : 268) :

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{k \times Nu}{d_o} \dots\dots\dots(3.11) \\
 &= \frac{(0,073 \text{ W / m}^0\text{C}) \times (351,463)}{9,53 \times 10^{-3} \text{ m}} \\
 &= 2692,212 \text{ W/m}^2 \text{ }^0\text{C}
 \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_i)

Sifat – sifat air pada suhu limbak (T_b)

$$\begin{aligned}
 T_b &= \frac{Th_1 + Th_2}{2} \\
 &= \frac{27 + 8}{2} \\
 &= 17,5 \text{ }^0\text{C}
 \end{aligned}$$

data – data lain :

$$\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,598 \text{ W/m}^0\text{C}$$

$$\mu = 1,07 \times 10^{-3} \text{ kg/m s}$$

$$\text{Pr} = 7,5$$

$$C_p = 4,184 \text{ kJ/kg }^0\text{C}$$

Perhitungan angka Reynold

$$\text{Re} = \frac{Um \times d_o}{\nu}$$

$$= \frac{998,2 \text{ kg/m}^3 (0,5 \text{ m/s}) \times (7,75 \times 10^{-3} \text{ m})}{1,07 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= 3614,977 \text{ (turbulen: } Re > 2300)$$

Perhitungan angka Nusselt:

$$Nu = \frac{h_o \times d_o}{k}$$

$$= C \times Re^n \times Pr^{1/3}$$

$$= 0,023 \times (3614,977)^{0,8} \times (7,5)^{0,3}$$

$$= 29,562$$

Koefisien perpindahan kalor (h_i)

$$h_i = \frac{k \times Nu}{d_o}$$

$$= \frac{(0,598 \text{ W/m}^0\text{C}) \times (29,562)}{7,75 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$= 2281,025 \text{ W/m}^2 \text{ } ^0\text{C}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (Q) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.12 (Holman, 1984 : 481) :

$$Q = U \times A \times \Delta T_m \dots\dots\dots(3.12)$$

Data – data lain:

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

$$r_i = 0,5 \times d_i = 3,875 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
 A_o &= 2\pi \times r_o \times L \\
 &= 2\pi \times (4,765 \times 10^{-3}) \times 2 \\
 &= 0,06\text{m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_i &= 2\pi \times r_i \times L \\
 &= 2\pi \times (3,875 \times 10^{-3}) \times 2 \\
 &= 0,05\text{m}^2
 \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U_i) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.13 (Holman, 1984 : 482) :

$$\begin{aligned}
 U_i &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \times \ln(r_o / r_i)}{2\pi \times k \times L} + \frac{A_i}{A_o} + \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots(3.13) \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{2281,025} + \frac{0,05 \times \ln(4,765 \times 10^{-3} / 3,875 \times 10^{-3})}{2\pi \times 386 \times 2} + \frac{0,05}{0,06} + \frac{1}{2692,212}} \\
 &= 1333,217 \text{ W/m}^2\text{C}
 \end{aligned}$$

Luas aliran (A) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.14 (Holman, 1984 : 490) :

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{Q}{U_i \times \Delta T_m} \dots\dots\dots(3.14) \\
 &= \frac{473055,406\text{W}}{1333,217\text{W/m}^2\text{C} \times 8,044\text{C}} \\
 &= 44,11\text{m}^2
 \end{aligned}$$

Luas aliran total (A_{at}) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.15 (Holman, 1984 : 496) :

$$A_{at} = \frac{\dot{m}_h}{\rho \times U_h} \dots\dots\dots(3.15)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_h &= \frac{Q}{Cp_{air} \times \Delta T_h} \\ &= \frac{1702502,875 \text{ kJ / jam}}{4,184 \text{ kJ / kg}^0\text{C} \times (27^0\text{C} - 8^0\text{C})} \\ &= 21416,208 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{at} &= \frac{\dot{m}_h}{\rho \times U_h} \\ &= \frac{21416,208 \text{ kg / jam}}{998,2 \text{ kg / m}^3 \times 0,5 \text{ m / s} \times 3600 \text{ s}} \\ &= 0,012 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan jumlah pipa (N_p) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.16 (Holman, 1984 : 496) :

$$\begin{aligned} N_p &= \frac{A_{at} \times 4}{\pi \times d_i^2} \dots\dots\dots(3.16) \\ &= \frac{0,012 \times 4}{\pi \times (7,75 \times 10^{-3})^2} \\ &= 254,683 \approx 255 \end{aligned}$$

Bila dibuat satu lintasan pipa maka dapat ditentukan dari persamaan 3.17 (Holman, 1984 : 496) :

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{A}{Np \times \pi \times d_i} \dots\dots\dots(3.17) \\
 &= \frac{44,11m^2}{255 \times \pi \times 7,75 \times 10^{-3}m} \\
 &= 7,11 m
 \end{aligned}$$

Karena tidak memenuhi panjang 2m maka dibuat empat lintasan pipa :

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{A}{4 \times Np \times \pi \times d_i} \\
 &= \frac{44,11m^2}{4 \times 255 \times \pi \times 7,75 \times 10^{-3}m} \\
 &= 1,776 m \approx 1,8m
 \end{aligned}$$

Hasil dari perhitungan di atas adalah sbb:

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 = $7,75 \times 10^{-3}$ m
Panjang pipa (L)	= 1,80 m
<i>Pitch</i>	= 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m
Jumlah pipa (Np)	= 255
Jumlah lintasan pipa (n)	= 4 <i>pass</i>

Perhitungan penurunan tekanan (ΔP)

a) Penurunan pada sisi *shell* yang dapat ditentukan dari persamaan 3.18

(Holman, 1984 : 276) :

$$\Delta P = \frac{2 \times f' \times G^2 \times N}{\rho} \times \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} \dots\dots\dots(3.18)$$

B = jarak sekat (*baffle*) = 180

N = jumlah baris melintang yang dapat ditentukan dari persamaan 3.19

(Holman, 1984 : 215) :

$$N = \frac{L}{B} = \frac{1800}{180} = 10 \dots\dots\dots(3.19)$$

μ_w = viskositas refrigeran pada suhu 7,5 °C yang dapat ditentukan dari persamaan 3.20 (Sitompul, 1984 : 220) :

$$= \text{centipoises} \times 2,42 \dots\dots\dots(3.20)$$

$$= 2,2 \times 2,42$$

$$= 5,324 \text{ lb/ft jam}$$

μ_b = viskositas refrigeran pada suhu 21 °C

$$= \text{centipoises} \times 2,42$$

$$= 1,9 \times 2,42$$

$$= 4,114 \text{ lb/ft jam}$$

$$\left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} = \left(\frac{5,324}{4,114} \right)^{0,14} = 1,022$$

ρ = densitas pada suhu 7,5 °C

$$= 1372,88 \text{ kg/m}^3$$

G = kecepatan massa pada luas bidang aliran minimum yang dapat ditentukan dari persamaan 3.21 (Sitompul, 1984 : 208) :

$$G = \frac{W}{A_s} \dots\dots\dots(3.21)$$

A_s = luas aliran yang dapat ditentukan dari persamaan 3.22 (Holman, 1984 : 208) :

$$= \frac{d_i \times C' \times B}{pitch} \dots\dots\dots(3.22)$$

B = jarak antar sekat = 180 mm

C' = daerah bebas antar tube yang dapat ditentukan dari persamaan 3.23 (Sitompul, 1984 : 208) :

$$= pitch - d_o \dots\dots\dots(3.23)$$

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

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

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

$$= 408,77 \text{ mm}^2$$

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

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

$$= 31565721,6 \text{ kg/m}^2 \text{ jam}$$

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

(f) dapat ditentukan dari persamaan 3.24 (Holman, 1984 : 276) :

$$f = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{s_n - d_o}{d_o} \right)^{1,08}} \right\} Re^{0,16} \dots\dots\dots(3.24)$$

$$= 0,066$$

$$\Delta P = \frac{2 \times 0,066 \times (8768)^2 \times 10}{1372,88}$$

$$= 75399,482 \text{ Pa}$$

$$= 0,744 \text{ atm}$$

$$= 10,936 \text{ psi}$$

$$= 0,768 \text{ kg/cm}^2$$

b) Perhitungan pada sisi pipa (*tube*) (ΔP) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.25 (Holman, 1984 : 257) :

$$\Delta P = f \times \frac{L_{total}}{d_i} \times \rho \times \frac{U_h^2}{2g} \dots\dots\dots(3.25)$$

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

$$= 1,8 \times 4$$

$$= 7,2 \text{ m}$$

f = faktor gesek dalam pipa

$$\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$$

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

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

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

III.3. Pemilihan dan Perancangan Kompresor

3.3.1. Pemilihan Kompresor Torak (Hermetik)

Kompresor torak merupakan salah satu kompresor yang mempunyai kapasitas yang besar dan mempunyai daerah kerja yang berkisar antara beberapa puluh Watt sampai ratusan kilo Watt. Kecepatan dari kompresor torak dapat ditingkatkan sesuai dengan kebutuhan yang diinginkan, tetapi pada kompresor torak konvensional kecepatan putaran dari kompresor torak ada batasnya.

Daya penggerak dari kompresor torak berkisar antara 3,7 sampai 200 kW, sedangkan untuk kecepatan putar dari kompresor torak berkisar antara 900 – 1800 rpm dan untuk memperoleh kapasitas yang lebih besar dipakai kompresor torak dengan jumlah silinder banyak.

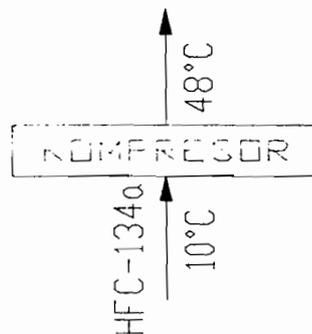
Dasar untuk memperkirakan sebuah prestasi yang dicapai oleh kompresor torak adalah efisiensi volumetrik, adapun bagian dari efisiensi volumetrik adalah efisiensi volumetrik nyata yaitu perbandingan antara laju alir volume yang memasuki kompresor dengan laju volume langkah kompresor dan efisiensi volumetrik ruang sisa (*clearance volumetric*

efficiency) yang besarnya ditentukan oleh ekspansi kembali gas yang terkurung di dalam ruang sisa.

3.3.2. Perancangan Kompresor Torak (Hermetik)

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	: $T_s = T_3 = 10 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T_s = 283 \text{ }^\circ\text{K}$
Suhu keluar	: $T_d = T_4 = 48 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T_d = 321 \text{ }^\circ\text{K}$
Daya kompresor	: $N = 77 \text{ Kw}$



Gbr.3.5. Skema Kompresor

Menentukan indeks polytropis (n) yang dapat ditentukan dari persamaan

3.26 (Church, 1990 : 193) :

$$\frac{T_s}{T_d} = \left(\frac{P_s}{P_d} \right)^{\frac{n-1}{n}} \dots\dots\dots (3.26)$$



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

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

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

$$= 0,117$$

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

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

$$0,883 n = 1$$

$$n = 1,13$$

Kapasitas kompresor (V) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.27

(Wiranto, 2002 : 133) :

$$V = W \times v_3 \dots\dots\dots(3.27)$$

Dengan : \bar{W} = jumlah sirkulasi refrigeran

$$= 10989,633 \text{ kg/jam}$$

v_3 = volume spesifik refrigeran masuk

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

$$V = 10898,633 \times 0,06$$

$$= 659,378 \text{ m}^3/\text{jam}$$

Diameter silinder (D) dan Panjang langkah torak (L) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.28 (Wiranto, 2002 : 128) :

$$V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times z \times n \times 60 \quad \dots\dots\dots(3.28)$$

dengan : z = jumlah silinder

n = putaran poros kompresor

= 1500 rpm

faktor rasio (δ) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.29 (Chlumsky, 1964 : 85) :

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

dengan: $\delta = 0,8 \quad \dots\dots\dots(3.29)$

maka:

$$L = 0,8 D$$

Bila z = 1, maka :

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

$$659,378 = \frac{\pi}{4} \times 0,8D^3 \times 1 \times 1500 \times 60$$

$$659,378 = 56548,668 D^3$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{659,378}{56548,668}}$$

$$= 0,227 \text{ m}$$

$$L = 0,8D$$

$$= 0,8 \times 0,227$$

$$= 1,182 \text{ m}$$

Karena ukuran D dan L masih terlalu besar, maka untuk memperkecil ukuran dari D dan L dipilih $z = 4$ sehingga:

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

$$659,378 = \frac{\pi}{4} \times 0,8D^3 \times 4 \times 1500 \times 60$$

$$659,378 = 226194,671 D^3$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{659,378}{226194,671}}$$

$$= 0,1429 \text{ m}$$

$$L = 0,8D$$

$$= 0,8 \times 0,1429$$

$$= 0,1143 \text{ m}$$

Kecepatan rata – rata piston (C_m) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.30 (Chlumsky, 1964 : 85) :

$$C_m = \frac{L \times n}{30} \dots\dots\dots(3.30)$$

dengan : n = putaran poros kompresor

$$= 1500 \text{ rpm}$$

$$C_m = \frac{0,1143 \times 1500}{30}$$

$$= 5,714 \text{ m/s}$$

Efisiensi volumetris (η_v) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.31 (Sularso, 1985 : 189) :

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left\{ \left[\frac{Pd}{Ps} \right]^{1/n} - 1 \right\} \dots\dots\dots(3.31)$$

dengan: ε = volume sisa (*cleareance*) relatif (Chlumsky, 1964 : 57)

$$= 12 \%$$

n = indeks polytropis

$$= 1,13$$

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

$$= 0,81$$

$$= 81 \%$$

Efisiensi volumetris keseluruhan (η_{vo}) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.32 (Chlumsky, 1964 : 63) :

η_{vo} biasanya 4 – 6% lebih rendah dari η_v (3.32)

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

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

$$= 77 \%$$

Daya motor penggerak (N_{motor}) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.33 (Chlumsky, 1964 : 95) :

$$N_{motor} = 1,15 \times \frac{N}{\eta_{vo}} \dots\dots\dots(3.33)$$

$$= 1,15 \times \frac{77}{0,77}$$

$$= 115 \text{ kW}$$

Diameter torak (D_t) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.34 (Khovakh, 1964 : 349) :

$$D_t = D - 0,0035D \dots\dots\dots(3.34)$$

$$= 0,1429 - (0,0035 \times 0,1196)$$

$$= 0,1424 \text{ m}$$

Panjang torak (L_t) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.35 (Khovakh, 1964 : 349) :

$$L_t = 1 D_t \dots\dots\dots(3.35)$$

$$= 0,1424 \text{ m}$$

Panjang silinder (L_s) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.36 (Khovakh, 1964 : 349) :

$$L_s = c + L + L_t \dots\dots\dots(3.36)$$

dengan : c = clearance

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

$$= (0,005 \times 114,3 \text{ mm}) + 0,5 \text{ mm}$$

$$= 1,0715 \text{ mm}$$

$$L_s = 1,0715 + 114,3 + 142,4$$

$$= 257,772 \text{ mm}$$

Diameter pena torak (Dpt) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.37

(Khovakh, 1964 : 349) :

$$D_{pt} = 0,35 D_t \dots\dots\dots(3.37)$$

$$= 0,35 \times 142,4 \text{ mm}$$

$$= 49,84 \text{ mm}$$

Panjang pena torak (Lpt) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.38

(Khovakh, 1964 : 349) :

$$L_{pt} = 0,85 D_t \dots\dots\dots(3.38)$$

$$= 0,85 \times 142,4 \text{ mm}$$

$$= 121,04 \text{ mm}$$

Panjang batang torak (Lbt) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.39

(Chlumsky, 1964 : 193) :

$$L_{bt} = 5r \dots\dots\dots(3.39)$$

dengan: r = jari – jari engkol

$$r = \frac{L}{2}$$

L = panjang langkah torak

$$r = \frac{114,3 \text{ mm}}{2}$$

$$= 57,15 \text{ mm}$$

$$L_{bt} = 5 \times 57,15$$

$$= 285,75 \text{ mm}$$

Diameter pena engkol (Dpc) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.40 (Khovakh, 1964 : 469) :

$$\begin{aligned} D_{pc} &= 0,67 D_t \dots\dots\dots(3.40) \\ &= 0,67 \times 142,4 \\ &= 95,408 \text{ mm} \end{aligned}$$

III.4. Pemilihan dan Perancangan Kondensor

3.4.1. Pemilihan Kondensor

Kondensor merupakan peralatan yang digunakan untuk mendinginkan dan mengembunkan refrigeran yang berasal dari kompresor, kondenser yang direncanakan sebaiknya untuk menghasilkan refrigeran cair dengan pendingin lanjut.

Kondensor yang digunakan dalam perancangan ini adalah kondensor berpendingin air yang berbentuk tabung dan pipa (*shell and tube*). Bentuk dari fluida yang mengalir di dalam pipa yang berfungsi untuk mendinginkan kondensor adalah cair, sedangkan fluida yang mengalir di luar pipa kondensor adalah refrigeran HFC-134a. Air dipilih sebagai media pendingin karena mempunyai koefisien perpindahan kalor yang tinggi dibandingkan dengan udara dan arah aliran air pada refrigeran dibuat berlawanan arah serta dibuat susunan pipa selang – seling.

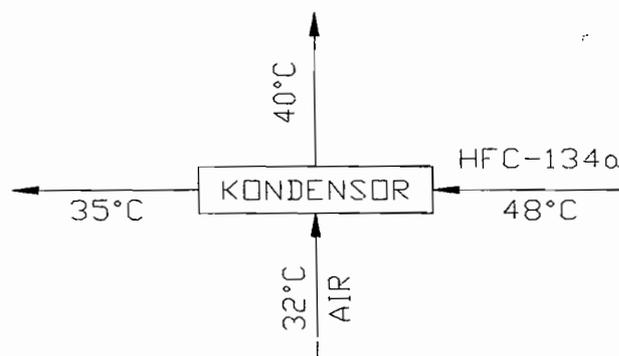
3.4.2. Perancangan Kondensator

Data – data :

HFC-134a	: suhu masuk (T_{h1})	= 48 °C
	suhu keluar (T_{h2})	= 35 °C
	kecepatan (U_h)	= 0,5 m/s (asumsi)
Air	: suhu masuk (T_{c1})	= 32 °C
	suhu keluar (T_{c2})	= 40 °C
Bahan pipa		= tembaga ($k = 386 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$)
Panjang pipa (L)		= maksimal 2m

Berdasarkan dari (Tabel 13) diperoleh :

Diameter luar pipa (d_o)	= 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3}$ m
Diameter luar pipa (d_i)	= 7,75 mm = $7,75 \times 10^{-3}$ m
Pitch	= 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m



Gbr.3.6.Skema Kondensator

Laju aliran massa (\dot{m}):

$$\begin{aligned} \text{Sisi air : } \dot{m}_c &= \frac{Q}{c p_{air} \times \Delta T_c} \\ &= \frac{1702502,875 \text{ kJ} / \text{jam}}{4,174 \text{ kJ} / \text{kg}^{\circ}\text{C} \times (40^{\circ}\text{C} - 32^{\circ}\text{C})} \\ &= 50985,352 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

$$\text{Sisi refrigeran : } \dot{m}_h = W = \frac{Q}{h_4 - h_1}$$

Dengan : Q = panas yang lepaskan kondensor = beban pendinginan total

W = jumlah sirkulasi refrigeran

$$\begin{aligned} W &= \frac{Q}{h_4 - h_1} \\ &= \frac{406616,402 \text{ kkal} / \text{jam}}{155 \text{ kkal} / \text{jam} - 112 \text{ kkal} / \text{jam}} \\ &= 9456,352 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

Lintasan pipa mula – mula diasumsikan 1 lintasan sbb:

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \\ &= \frac{(Th_2 - Tc_1) - (Th_1 - Tc_2)}{\ln\left(\frac{Th_2 - Tc_1}{Th_1 - Tc_2}\right)} \\ &= \frac{(35 - 32) - (48 - 40)}{\ln\left(\frac{35 - 32}{48 - 40}\right)} \\ &= 5,1^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_o)

$$\begin{aligned} \text{Sifat – sifat HFC-134a pada suhu limbak: } T_b &= \frac{T_{h_1} + T_{h_2}}{2} \\ &= \frac{48^\circ\text{C} + 35^\circ\text{C}}{2} \\ &= 41,5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Perancangan pipa :

$$\rho = 1250,95 \text{ kg/m}^3 \text{ (Tabel 10)}$$

$$k = 0,0687 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\nu = 0,191 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 3,5$$

$$C_p = 1,0049 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Pipa dipilih jenis susunan pipa selang – seling dengan

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

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

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

Dari (Tabel 14) diperoleh:

$$c = 0,495$$

$$n = 0,571$$

Kecepatan maximum aliran fluida

$$\begin{aligned}
 Um &= \frac{Uh \times Sn}{Sn - d_o} \\
 &= \frac{(0,5 \text{ m/s}) \times (19,06 \times 10^{-3} \text{ m})}{(19,06 \times 10^{-3} \text{ m}) - (9,53 \times 10^{-3} \text{ m})} \\
 &= 1 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Perhitungan angka Reynold :

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{Um \times d_o}{\nu} \\
 &= \frac{(1 \text{ m/s}) \times (9,53 \times 10^{-3} \text{ m})}{0,191 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}} \\
 &= 49895,288 \text{ (turbulen: } Re > 2300)
 \end{aligned}$$

Perhitungan angka Nusselt yang dapat ditentukan dari persamaan 3.41 (Stoecker, 1989 : 128) :

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_o \times d_o}{k} \dots\dots\dots(3.41) \\
 &= C \times Re^n \times Pr^m \\
 &= 0,023 \times (49895,288)^{0,8} \times (3,5)^{0,4} \\
 &= 217,672
 \end{aligned}$$

Nu_{total} dapat ditentukan dari persamaan 3.42 (Stoecker, 1989 : 128) :

$$\begin{aligned}
 Nu_{total} &= Nu + (Nu \times 15\%) \dots\dots\dots(3.42) \\
 &= 217,672 + (217,672 \times 15\%) \\
 &= 250,323
 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor (h_o)

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{k \times Nu}{d_o} \\
 &= \frac{(0,0687 \text{ W/m}^0\text{C}) \times (250,323)}{9,53 \times 10^{-3} \text{ m}} \\
 &= 1804,532 \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}
 \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_i)

$$\begin{aligned}
 \text{Sifat - sifat air pada suhu limbak (Tb)} &= \frac{T_{c_1} + T_{c_2}}{2} \\
 &= \frac{32^0\text{C} + 40^0\text{C}}{2} \\
 &= 36^0\text{C}
 \end{aligned}$$

data - data lain :

$$\rho = 993,6 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,628 \text{ W/m}^0\text{C}$$

$$\mu = 7,09 \times 10^{-4} \text{ kg/m s}$$

$$\text{Pr} = 4,72$$

$$\text{Cp} = 4,174 \text{ kJ/kg }^0\text{C}$$

Perhitungan angka Reynold

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{\rho \times U_c \times d_i}{\mu} \\
 &= \frac{993,6 \text{ kg/m}^3 \times (0,5 \text{ m/s}) \times (7,75 \times 10^{-3} \text{ m})}{7,09 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 5430,465 \text{ (turbulen: Re} > 2300)
 \end{aligned}$$

Perhitungan angka Nusselt:

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_o \times d_o}{k} \\
 &= C \times Re^n \times Pr^m \\
 &= 0,023 \times (5430,465)^{0,8} \times (4,72)^{0,4} \\
 &= 41,608
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Nu_{total} &= Nu + (Nu \times 15\%) \\
 &= 41,608 + (41,608 \times 15\%) \\
 &= 47,849
 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor (h_i)

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{k \times Nu}{d_o} \\
 &= \frac{(0,628 \text{ W/m}^0\text{C}) \times (47,849)}{7,75 \times 10^{-3} \text{ m}} \\
 &= 3877,313 \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}
 \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U)

$$Q = U_i \times A \times \Delta T_m$$

Data – data lain:

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

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

$$A_o = 2\pi \times r_o \times L = \text{m}^2$$

$$A_i = 2\pi \times r_o \times L = m^2$$

$$\begin{aligned}
 U_i &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \times \ln(r_o/r_i)}{2\pi \times k \times L} + \frac{A_i}{A_o} + \frac{1}{h_o}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{3877,313} + \frac{0,05 \times \ln(4,765 \times 10^{-3} / 3,875 \times 10^{-3})}{2\pi \times 386 \times 2} + \frac{0,05}{0,06} + \frac{1}{1804,532}} \\
 &= 1198,877 \text{ W/m}^2\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{Q}{U_i \times \Delta T_m} \\
 &= \frac{473099,406 \text{ W}}{1198,877 \text{ W/m}^2\text{C} \times 5,1^\circ\text{C}} \\
 &= 77,376 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Luas aliran total (Aat)

$$\begin{aligned}
 A_{at} &= \frac{\dot{m}_c}{\rho \times U_c} \\
 \dot{m}_c &= \frac{Q}{C_{p_{air}} \times \Delta T_c} \\
 &= \frac{1702502,875 \text{ kJ/jam}}{4,147 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (40^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C})} \\
 &= 50985,352 \text{ kg/jam}
 \end{aligned}$$

$$A_{at} = \frac{\dot{m}_h}{\rho \times U_h}$$

$$= \frac{50985,352 \text{ kg / jam}}{993,6 \text{ kg / m}^3 \times 0,5 \text{ m / s} \times 3600 \text{ s}}$$

$$= 0,029 \text{ m}^2$$

Perhitungan jumlah pipa (N_p)

$$N_p = \frac{A_{at} \times 4}{\pi \times d_i^2}$$

$$= \frac{0,029 \times 4}{\pi \times (7,75 \times 10^{-3})^2}$$

$$= 614,759 \approx 615$$

Bila dibuat satu lintasan pipa maka :

$$L = \frac{A}{N_p \times \pi \times d_i}$$

$$= \frac{77,376 \text{ m}^2}{615 \times \pi \times (7,75 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$= 6,168 \text{ m}$$

Bila dibuat empat lintasan pipa maka :

$$L = \frac{A}{N_p \times \pi \times d_i}$$

$$= \frac{77,376 \text{ m}^2}{4 \times 615 \times \pi \times (7,75 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$= 1,54 \text{ m}$$

Hasil dari perhitungan di atas adalah sbb:

Jenis Kondensor	= <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 = $7,75 \times 10^{-3}$ m
Panjang pipa (L)	= 1,54 m
<i>Pitch</i>	= 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m
Jumlah pipa (N_p)	= 615
Jumlah lintasan pipa (n)	= 4 <i>pass</i>

Perhitungan penurunan tekanan

a) Penurunan pada sisi *shell*

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

N = jumlah baris melintang

B = jarak sekat (baffle)

$$N = \frac{L}{B} = \frac{1540}{154} = 10$$

μ_w = viskositas refrigeran pada suhu $41,5^\circ\text{C}$

$$= \text{centipoises} \times 2,42$$

$$= 1,3 \times 2,42$$

$$= 3,146 \text{ lb/ft jam}$$

μ_b = viskositas refrigeran pada suhu 36°C

$$= \text{centipoises} \times 2,42$$

$$= 1,4 \times 2,42$$

$$= 3,338 \text{ lb/ft jam}$$

$$\left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{0,14} = \left(\frac{3,146}{3,338}\right)^{0,14} = 0,99$$

ρ = densitas pada suhu $41,5^\circ\text{C}$

$$= 1250,95 \text{ kg/m}^3$$

G = kecepatan massa pada luas bidang aliran minimum

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

$$W = \dot{m}_h = 9456,195 \text{ kg/jam}$$

As = luas aliran

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

B = jarak antar sekat = 154 mm

C' = daerah bebas antar tube

$$= pitch - d_o$$

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

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

$$As = \frac{7,75 \text{ mm} \times 3,95 \text{ mm} \times 154 \text{ mm}}{13,48 \text{ mm}}$$

$$= 349,727 \text{ mm}^2$$

$$= 349,727 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{9456,195 \text{ kg / jam}}{349,727 \times 10^{-6} \text{ m}^2} \\
 &= 27038761,35 \text{ kg/m}^2 \text{ jam} \\
 &= 7510,767 \text{ kg/m}^2 \text{ s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f' &= \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{s_n - d_o}{d_o} \right)^{1,08}} \right\} \text{Re}^{0,16} \\
 &= 0,066
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= \frac{2 \times 0,066 \times (7510,767)^2 \times 10}{1250,95} \\
 &= 59525,433 \text{ Pa} \\
 &= 0,587 \text{ atm} \\
 &= 24,157 \text{ psi} \\
 &= 0,252 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

b) Perhitungan pada sisi pipa (*tube*)

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

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

$$= 1,54 \times 4$$

$$= 6,16 \text{ m}$$

f = faktor gesek dalam pipa = 0,1

$$\rho = 993,6 \text{ kg/m}^2$$

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

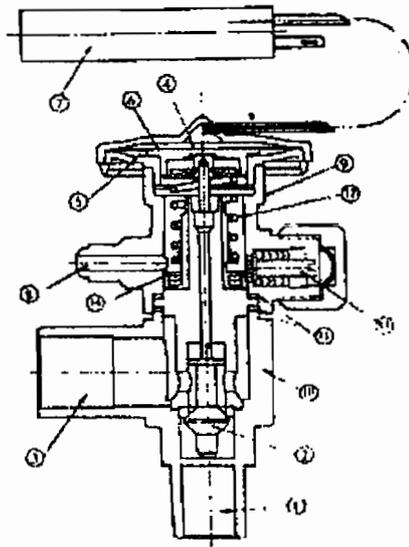
$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\begin{aligned} \Delta P &= 0,1 \times \frac{6,16}{7,75 \times 10^{-3}} \times 993,6 \times \frac{(0,5)^2}{2 \times 9,81} \\ &= 1006,31 \text{ kg/m}^2 \\ &= 1,006 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

III.5. Pemilihan dan Perancangan Katup Expansi

3.5.1. Pemilihan Katup Expansi

Katup ekspansi berfungsi untuk mengexpansikan secara adiabatik cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah atau untuk menurunkan tekanan serta mengatur jumlah refrigeran yang masuk ke evaporator. Katup ekspansi sering disebut juga sebagai alat kontrol refrigeran dan katup ini terletak diantara kondensor (sisi tekanan tinggi) dan evaporator (sisi tekanan rendah). Katup ekspansi pada perancangan ini dipilih katup ekspansi otomatis thermostatik (*Automatic Thermostatic Expansion Valve*) : Alat ini dapat diatur baik secara manual maupun secara otomatis, katup ini disebut juga sebagai katup tekanan konstan (*constant pressure valve*) yang bekerja agar tekanan di dalam evaporator selalu konstan.



Gbr.3.7. Katup ekspansi otomatis

3.5.2. Perancangan Katup Ekspansi

Katup ekspansi pada perancangan ini hanya dihitung berdasarkan pada bagian yang penting saja yaitu pada bagian *orifice* yang perhitungannya adalah sbb:

Data – data :

Tekanan kondensor (Pk)	= 10,4 kg/cm ²
	= 1020331,7 Pa
	= 120331,7 kg/m.det ²
Tekanan evaporator (Pe)	= 3,57 kg/cm ²
	= 350248,5 Pa
	= 350248,5 kg/m.det ²

Jumlah sirkulasi refrigeran (W) = 3,28 kg/det

Densitas refrigeran di dalam kondensor (ρ)

$$\rho = 1250,95 \text{ kg/m}^3 \text{ (Tabel 10)}$$

Kapasitas aliran refrigeran (V_r) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.43

(Streeter, 1979 : 348) :

$$\begin{aligned} \dot{V}_r &= \frac{W}{\rho} \dots\dots\dots(3.43) \\ &= 2,86 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

$$\Delta P = P_k - P_e$$

$$= 1020331,7 - 350248,2$$

$$= 670083,2 \text{ kg/m} \cdot \text{det}^2$$

Luas penampang orifice (A_{or}) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.44

(Streeter, 1979 : 348) :

$$A_{or} = \frac{\dot{V}_r}{C \times \left(\frac{2 \times \Delta P}{\rho} \right)^{1/2}} \dots\dots\dots(3.44)$$

Dengan C: konstanta = 0,7

$$\begin{aligned} A_{or} &= \frac{2,86 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{det}}{0,7 \times \left(\frac{2 \times 670087,2 \text{ kg} / \text{m} \cdot \text{det}^2}{1250,95 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{1/2}} \\ &= 0,000125 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Diameter orifice (Dor) yang dapat ditentukan dari persamaan 3.45 (Streeter, 1979 : 348) :

$$D_{or} = \sqrt{\frac{4 \times A_{or}}{\pi}} \dots\dots\dots(3.45)$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 0,00125}{\pi}}$$

$$= 0,035 \text{ m}$$

BAB IV

KOMPONEN PENDUKUNG

IV.1. Menara Pendingin

Menara pendingin merupakan suatu ruangan di mana air panas disemprotkan atau dipancarkan ke bawah, sementara itu udara atmosfer dialirkan melalui atau berlawanan dengan arah jatuhnya air panas sehingga air panas tersebut akan terdinginkan. Menara pendingin dipakai apabila diperlukan untuk kapasitas besar dan harga air pendingin mahal sedangkan untuk kapasitas kecil sampai 100 ton akan lebih ekonomis bila menggunakan evaporator - kondensor.

Syarat bagi menara pendingin adalah :

1. Kondisi normal dari menara pendingin menurut "*The Japanese Cooling Tower Industry Association*" adalah sbb:

$$1 \text{ Ton Refrigeran} = 390 \text{ kkal/jam}$$

pada kondisi:

$$\text{Temperatur bola basah udara sekitar} = 27^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatur air masuk} = 37^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatur air keluar} = 32^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Volume aliran air} = 13 \text{ liter/menit}$$

Harga standar tersebut di atas menentukan prestasi menara pendingin.

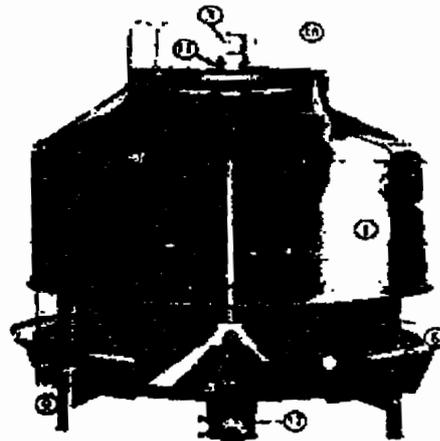
2. Daerah pendinginan yang tergantung dari besar kecilnya daerah pendinginan, semakin besar daerah pendinginan maka kapasitas pendinginan akan lebih besar.

3. Temperatur bola basah dari udara luar

Temperatur ini ditetapkan berdasarkan kondisi udara atmosfer pada musim dimana kelembaban relatif udara atmosfer tinggi.

4. Pendekatan pendinginan (*cooling approach*)

$$(\text{Pendekatan, } ^\circ\text{C}) = (\text{temperatur air keluar menara pendingin, } ^\circ\text{C}) \\ - (\text{Temperatur bola basah dari udara atmosfer, } ^\circ\text{C})$$



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

Gbr.4.1. Menara Pendingin Jenis Aliran Berlawanan
(Sumber : Arismunandar, *Penyegaran Udara*, hal. 331)

- a) Kipas udara : diperlukan untuk memasukkan udara yang mendinginkan air dan setelah kontak dengan air udara keluar dalam keadaan panas dan basah.

- b) Motor kipas udara: biasanya tahan air dan dihubungkan langsung dengan kipas udara, dipasang dibagian atas dari rumah menara pendingin.
- c) Pemancar air: untuk menara pendingin 2 sampai 10 ton diperlukan sebuah pemancar air, untuk menara pendingin 15 sampai 40 ton diperlukan 4 pemancar air tetap sedangkan bila 50 ton atau lebih besar menggunakan pemancar air yang berputar.
- d) *Filling*: merupakan bagian paling penting dari menara pendingin dimana udara atmosfer mengalir melalui pancaran air panas yang harus didinginkan secara efisien. *Fill* dibuat dari bahan *vinyl chloride*, temperatur yang masuk tidak boleh lebih tinggi dari 50°C.
- e) Saringan: dipasang pada lubang pipa air keluar dari menara pendingin.
- f) Tangki air dibuat dari bahan FRP (*resinreinforced glass fibre*), sehingga ringan dan tahan korosi.

IV.2. Penerima Cairan

Penerima cairan pada umumnya terdiri dari tabung horizontal yang digunakan untuk menampung sementara waktu refrigeran yang dicairkan di dalam kondensor, sebelum masuk ke katup ekspansi.

Jumlah volume penerima cairan diusahakan sedemikian rupa sehingga senantiasa dapat melayani kebutuhan refrigeran sesuai dengan perubahan beban. Penerima cairan juga berfungsi untuk menampung refrigeran dari mesin refrigerasi pada waktu mesin direparasi atau berhenti bekerja untuk suatu jangka waktu yang lama.



Penerima cairan harus dipasang lebih rendah daripada kondensor dan temperatur refrigeran di dalam penerima cairan harus lebih rendah daripada di dalam kondensor karena mengalirnya refrigeran dari kondensor ke penerima cairan terjadi karena gravitasi.

IV.3. Saringan

Kotoran dan serbuk logam yang ada di dalam refrigeran yang bersirkulasi dapat mengendap atau menempel pada *orifice* dari katup ekspansi, pada katup isap atau pada katup buang kompresor, sehingga akan mengganggu kerja dari kompresor, oleh karena itu kotoran dan serbuk logam tersebut harus dibuang dengan mengalirkan refrigeran melalui saringan cairan atau saringan isap.

Saringan dipasang sebelum katup ekspansi dari pipa refrigeran cair, saringan ini terdiri dari jaringan saringan yang diletakkan di dalam silinder. Saluran di dalam saringan berbentuk L dan jaringan filter dapat diperiksa atau dibersihkan tanpa membuka pipa – pipa sehingga dalam proses pemeriksaan dan pembersihan tidak akan mengalami kesulitan.

IV.4. Pengering

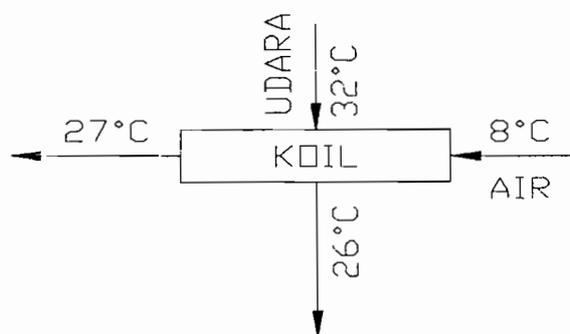
Pengering terdiri dari sebuah silinder yang berisi desikan, desikan tersebut dibungkus supaya mempermudah dalam pengantiannya, tetapi juga supaya desikan yang halus tidak keluar dari pengering dan ikut serta dalam aliran refrigeran.

Desikan tidak boleh berubah sifat kimiawinya apabila menyerap air supaya tidak berakibat kerusakan terhadap peralatan lainnya. Refrigeran sangat perlu untuk melalui pengering dengan maksud untuk menghilangkan uap air dari refrigeran.

IV.5. Perancangan Koil

Data :

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



Gbr.4.2. Skema koil pendingin

Laju aliran massa (\dot{m})

$$\begin{aligned} \text{Sisi udara : } \dot{m}_h &= \frac{Q}{c_{p_{air}} \times \Delta T_h} \\ &= \frac{1702502,875 \text{ kJ / jam}}{4,184 \text{ kJ / kg}^{\circ}\text{C} \times (27^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C})} \\ &= 21416,208 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Sisi air : } \dot{m}_c &= \frac{\dot{m}_h \times c_{p_{udara}} \times \Delta T_h}{c_{p_{air}} \times \Delta T_c} \\ &= \frac{282114,217 \times 1,0058 \times 6}{4,184 \times 19} \\ &= 21416,208 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

dengan : Q = beban pendinginan total

W = jumlah sirkulasi refrigeran

Lintasan pipa mula – mula diasumsikan 1 lintasan sbb:

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

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_o)

$$\begin{aligned}\text{Sifat – sifat HFC-134a pada suhu limbak: } T_b &= \frac{Th_i + Th_o}{2} \\ &= \frac{32^{\circ}C + 26^{\circ}C}{2} \\ &= 29^{\circ}C\end{aligned}$$

Perancangan pipa :

$$\rho = 1,17 \text{ kg/m}^3 \text{ (Tabel 10)}$$

$$k = 0,0264 \text{ W/m}^{\circ}C$$

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

$$Pr = 0,708$$

$$C_p = 1,0058 \text{ kJ/kg}^{\circ}C$$

Pipa dipilih jenis susunan pipa selang – seling dengan

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

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

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

Dari (Tabel 14) diperoleh:

$$c = 0,495$$

$$n = 0,571$$

Perhitungan angka Reynold :

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{\rho \times U_h \times D}{\mu} \\ &= \frac{1,17 \text{ kg/m}^3 \times (10,16 \text{ m/s}) \times (9,53 \times 10^{-3} \text{ m})}{1,855 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 6110,014 \text{ (turbulen: } \text{Re} > 2300) \end{aligned}$$

Perhitungan angka Nusselt :

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{h_o \times d_o}{k} \\ &= C \times \text{Re}^n \times \text{Pr}^{1/3} \\ &= 0,495 \times (6110,014)^{0,571} \times (0,708)^{1/3} \\ &= 64,047 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor (h_o)

$$h_o = \frac{k \times \text{Nu}}{d_o}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{64,047 \times (0,078 \text{ W} / \text{m}^0 \text{C})}{9,53 \times 10^{-3} \text{ m}} \\
 &= 177,422 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^0 \text{C}
 \end{aligned}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_i)

Sifat – sifat air pada suhu limbak (T_b)

$$\begin{aligned}
 T_b &= \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2} \\
 &= \frac{27 + 8}{2} \\
 &= 17,5 \text{ }^0 \text{C}
 \end{aligned}$$

data – data lain :

$$\rho = 998,2 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$k = 0,598 \text{ W} / \text{m}^0 \text{C}$$

$$\mu = 1,07 \times 10^{-3} \text{ kg} / \text{m s}$$

$$\text{Pr} = 7,5$$

$$C_p = 4,184 \text{ kJ} / \text{kg }^0 \text{C}$$

Perhitungan angka Reynold :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{\rho \times U_h \times d}{\mu} \\
 &= \frac{998,2 \text{ kg} / \text{m}^3 (0,5 \text{ m} / \text{s}) \times (7,75 \times 10^{-3} \text{ m})}{1,07 \times 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{s}} \\
 &= 3614,977 \text{ (turbulen: } \text{Re} > 2300)
 \end{aligned}$$

Perhitungan angka Nusselt :

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_i \times d}{k} \\
 &= C \times Re^{0,8} \times Pr^n \\
 &= 0,023 \times (3614,977)^{0,8} \times (7,5)^{0,3} \\
 &= 36,161
 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor (h_i)

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{k \times Nu}{d} \\
 &= \frac{(36,161) \times (0,598 \text{ W / m}^0 \text{ C})}{7,75 \times 10^{-3} \text{ m}} \\
 &= 2790,206 \text{ W/m}^2 \text{ }^0 \text{ C}
 \end{aligned}$$

Efisiensi sirip

Dari (Grafik 5) diperoleh:

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

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

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

$$\begin{aligned}
 r_1 &= 0,5 \times 17,75 \text{ mm} \\
 &= 8,75 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 L_c &= L + t/2 \\
 &= 3,985 \text{ mm} + (1/2 \text{ mm}) \\
 &= 4,485 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 r_{2c} &= r_1 + Lc \\
 &= 4,765 \text{ mm} + 4,485 \text{ mm} \\
 &= 9,25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Am &= t \times (r_{2c} - r_1) \\
 &= 1 \text{ mm} \times (9,25 \text{ mm} - 4,765 \text{ mm}) \\
 &= 4,485 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{9,25 \text{ mm}}{4,765 \text{ mm}} = 1,94 \approx 2 \text{ mm}$$

Bahan sirip: Aluminium ($k = 137 \text{ W/m}^0\text{C}$)

$$Lc^{3/2} \times \left(\frac{ho}{k \times Am} \right)^{1/2} = (4,484 \times 10^{-3})^{3/2} \left(\frac{177,4}{137 \times 4,485 \times 10^{-6}} \right)^{1/2} = 0,16 \text{ m}$$

Efisiensi sirip: $\eta_f = 92 \%$

Menghitung koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U)

tebal sirip = 1 mm

jarak antar sirip = 2 mm

$$r = 0,5 \times d = 0,5 \times 7,75 \times 10^{-3} = 3,875 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$k_1 = 386 \text{ W/m}^0\text{C}$$

$$k_2 = 137 \text{ W/m}^0\text{C}$$

$$\begin{aligned}
 Ai &= 2\pi \times r_1 \times L \\
 &= 2\pi \times (3,875 \times 10^{-3}) \times 2 \\
 &= 0,024 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

$$A_o = 2\pi \times r_o \times L$$

$$= 2\pi \times (4,765 \times 10^{-3}) \times 2$$

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

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

$$R_2 = \frac{\ln r_1/r_2}{2\pi \times k_2 \times l} = \frac{\ln 1,23}{2\pi \times 386 \times 2} = 8,536 \times 10^{-5}\text{C/W}$$

$$R_3 = \frac{\ln r_1/r_2}{2\pi \times k_2 \times l} = \frac{\ln 1,84}{2\pi \times 137 \times 2} = 7,084 \times 10^{-4}\text{C/W}$$

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

$$R_5 = \frac{1}{h_i \times A_o \times \eta_f} = \frac{1}{177,422 \times 0,03 \times 1} = 0,204^{\circ}\text{C/W}$$

$$R_p = \frac{(R_2 + R_3) \times R_4}{R_2 + R_3 + R_4} = \frac{((8,536 \times 10^{-5}) + (7,084 \times 10^{-4})) \times (8,536 \times 10^{-5})}{(8,536 \times 10^{-5}) + (7,084 \times 10^{-4}) + (8,5 \times 10^{-5})}$$

$$= 7,68 \times 10^{-3}\text{C/W}$$

$$\frac{1}{U_i} = (A_i \times R_1) + (A_i \times R_p) + (A_i \times R_5)$$

$$= (0,024 \times 0,015) + (0,024 \times 7,68 \times 10^{-5}) + (0,024 \times 0,204)$$

$$= 5,258 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}$$

$$U_i = 190,028 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$A = \frac{Q}{U_i \times \Delta T_m}$$

$$= \frac{473055,406W}{190,028W / m^2 \cdot ^\circ C \times 10,15^\circ C}$$

$$= 245,261 m^2$$

Luas aliran total sisi air (Aat);

$$Aat = \frac{\dot{m}c}{\rho \times Uc}$$

$$= \frac{21416,208kg / jam}{998,2kg / m^3 \times 0,5m / s \times 3600 det ik}$$

$$= 0,012 m^2$$

Perhitungan jumlah pipa(Np)

$$Np = \frac{Aat \times 4}{\pi \times d_i^2}$$

$$= \frac{0,012 \times 4}{\pi \times (7,75 \times 10^{-3})^2}$$

$$= 254,383 \approx 254$$

Bila dibuat satu lintasan pipa maka :

$$n = \frac{A}{Np \times \pi \times d_i}$$

$$= \frac{245,261m^2}{254 \times \pi \times 7,75 \times 10^{-3} m}$$

$$= 39,659 m$$

(karena panjangnya tidak memenuhi syarat 2m maka dibuat lebih dari 1

lintasan = 20 lintasan) :

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{A}{20 \times Np \times \pi \times d_i} \\
 &= \frac{245,261m^2}{20 \times 254 \times \pi \times 7,75 \times 10^{-3}m} \\
 &= 1,983 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Tinggi koil (H)

$$\begin{aligned}
 H &= Np \times D \\
 &= 254 \times 9,53 \times 10^{-3} \\
 &= 2,421 \text{ m} \approx 2,4 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Tebal koil (T)

$$\begin{aligned}
 T &= \text{jumlah lintasan} \times \text{panjang lintasan} \times D \\
 &= 10 \times 2 \text{ m} \times 9,53 \times 10^{-3} \text{ m} \\
 &= 0,38 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Hasil dari perhitungan di atas adalah sbb:

Jenis koil	= pipa bersirip
Diameter luar pipa (D)	= 9,53 mm = $9,53 \times 10^{-3} \text{ m}$
Diameter dalam pipa (d)	= 7,75 mm = $7,75 \times 10^{-3} \text{ m}$
Diameter luar sirip (Dsirip)	= 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3} \text{ m}$
Tebal sirip	= 1 mm

Jarak antar sirip	= 2 mm
Panjang pipa (L)	= 1,983 m
Tinggi koil (H)	= 2,4 m
Tebal koil (T)	= 0,38 m
Pitch	= 13,48 mm = $13,48 \times 10^{-3}$ m
Jumlah pipa (Np)	= 254
Jumlah lintasan pipa (n)	= 20 pass

Penurunan tekanan (ΔP)

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

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

$$= 1,98 \times 20$$

$$= 39,6 \text{ m}$$

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

$$\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$$

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

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

$$\Delta P = 0,1 \times \frac{39,6}{7,75 \times 10^{-3}} \times 998,2 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81}$$

$$= 6499,083 \text{ kg/m}^2$$

$$= 0,627 \text{ kg/cm}^2$$

IV.6. Pompa dan Perpipaan

Menentukan diameter pipa air (d)

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

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

laju aliran air : $\dot{m} = 25145,15 \text{ kg/jam}$
 $= 5543,5 \text{ lbm/jam}$

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

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

dari (Grafik 7) diperoleh:

diameter pipa: $d = 3,5 \text{ inch} = 88,9 \text{ mm} \approx 89 \text{ mm}$

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

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

dari (Grafik 7) diperoleh:

diameter pipa: $d = 3,5 \text{ inch} = 88,9 \text{ mm} \approx 89 \text{ mm}$

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

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

laju aliran air : $\dot{m} = 50985,352 \text{ kg/jam}$
 $= 112403,33 \text{ lbm/jam}$

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

$$\rho = 992,04 \text{ kg/m}^3$$

$$= 61,9 \text{ lbm/ft}^3$$

dari (Grafik 7) diperoleh:

diameter pipa: $d = 5 \text{ inch} = 127 \text{ mm}$

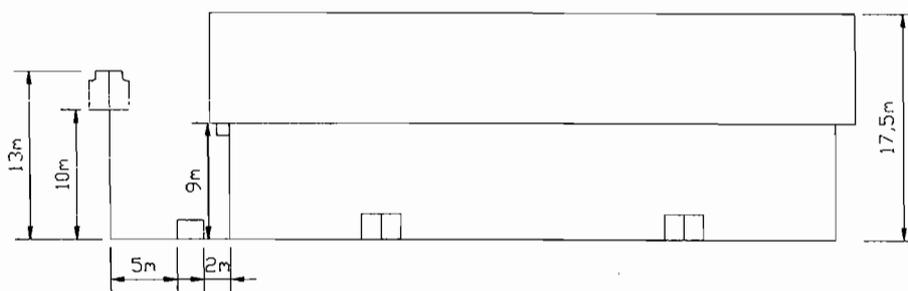
- Pipa dengan suhu 32 °C (*cooling tower* - kondensor)

$$\rho = 994,9 \text{ kg/m}^3$$

$$= 62,1 \text{ lbm/ft}^3$$

dari (Grafik 7) diperoleh:

diameter pipa: $d = 5 \text{ inch} = 127 \text{ mm}$



Gbr.4.3. Perancangan pipa

Menentukan panjang pipa (L)

- 1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

L = panjang pipa di luar koil dan evaporator

$$= 2 \times (2\text{m} + 9\text{m})$$

$$= 22 \text{ m}$$

- 2) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

L = panjang pipa di luar kondensor dan *cooling tower*

$$= 5\text{m} + 13\text{m} + 10\text{m} + 5\text{m}$$

$$= 33 \text{ m}$$

Penurunan tekanan di dalam pipa (ΔP) yang dapat ditentukan dari persamaan 4.1 (Holman, 1984 : 257) :

- 1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

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

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

$$L = 2\text{m} + 9\text{m}$$

$$= 11 \text{ m}$$

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

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

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

$$\text{Re} = \frac{\rho \times U_m \times d}{\mu}$$

$$= \frac{999,42 \times 0,5 \times 89 \times 10^{-3}}{1,4 \times 10^{-3}}$$

$$= 31767,279$$

dari (Grafik 4) diperoleh: $f = 0,078$

$$\Delta P = f \times \frac{L}{d_i} \times \rho \times \frac{Um^2}{2g} \dots\dots\dots(4.1)$$

$$= 0,078 \times \frac{11}{89 \times 10^{-3}} \times 999,42 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81}$$

$$= 122,768 \text{ kg/m}^2$$

$$= 0,012 \text{ atm}$$

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

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

$$L = 2\text{m} + 9\text{m}$$

$$= 11 \text{ m}$$

$$\rho = 995,7 \text{ kg/m}^3$$

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

$$\mu = 8,5 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

Perhitungan angka Reynold :

$$\text{Re} = \frac{\rho \times Um \times d}{\mu}$$

$$= \frac{995,7 \times 0,5 \times 89 \times 10^{-3}}{8,5 \times 10^{-4}}$$

$$= 52127,824$$

dari (Grafik 4) diperoleh: $f = 0,073$

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= f \times \frac{L}{d_i} \times \rho \times \frac{Um^2}{2g} \\
 &= 0,073 \times \frac{11}{89 \times 10^{-3}} \times 995,7 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} \\
 &= 114,471 \text{ kg/m}^2 \\
 &= 0,011 \text{ atm}
 \end{aligned}$$

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

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

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

$$L = 5\text{m} + 13\text{m}$$

$$= 18 \text{ m}$$

$$\rho = 992,04 \text{ kg/m}^3$$

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

$$\mu = 6,56 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

Perhitungan angka Reynold :

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho \times Um \times d}{\mu} \\
 &= \frac{992,04 \times 0,5 \times 127 \times 10^{-3}}{6,56 \times 10^{-3}} \\
 &= 96028,262
 \end{aligned}$$

dari (Grafik 4) diperoleh: $f = 0,065$

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= f \times \frac{L}{d_i} \times \rho \times \frac{Um^2}{2g} \\
 &= 0,065 \times \frac{18}{127 \times 10^{-3}} \times 992,04 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} \\
 &= 111,079 \text{ kg/m}^2 \\
 &= 0,011 \text{ atm}
 \end{aligned}$$

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

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

$$L = 10\text{m} + 5\text{m}$$

$$= 15 \text{ m}$$

$$\rho = 994,9 \text{ kg/m}^3$$

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

$$\mu = 7,7 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

Perhitungan angka Reynold :

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

$$= 82045,695$$

dari (Grafik 4) diperoleh: $f = 0,066$

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= f \times \frac{L}{d_i} \times \rho \times \frac{Um^2}{2g} \\
 &= 0,066 \times \frac{15}{127 \times 10^{-3}} \times 994,9 \times \frac{0,5^2}{2 \times 9,81}
 \end{aligned}$$

$$= 98,822 \text{ kg/m}^2$$

$$= 0,009 \text{ atm}$$

Menentukan head / tinggi kenaikan (H) yang dapat ditentukan dari persamaan 4.2 (Church, 1990 : 10) :

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{Um^2}{2g} + Z \dots\dots\dots(4.2)$$

dengan: P = tekanan air

γ = bobot spesifik air

$$= 1 \text{ gr/cm}^3$$

$$= 1000 \text{ kg/m}^3$$

Um = kecepatan air di dalam pipa

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

g = gravitasi

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

Z = ketinggian

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

$$Hd = \frac{Pd}{\gamma} + \frac{Um_d^2}{2g} + Zd$$

dengan: Pd = tekanan sisi tekan (tekanan air 1atm)

$$= 1 \text{ atm} + \Delta P$$

ΔP = penurunan tekanan pada pipa bersuhu 8 °C

$$= 0,012 \text{ atm}$$

$$P_d = 1 \text{ atm} + 0,012 \text{ atm}$$

$$= 1,012 \text{ atm} = 10488,657 \text{ kg/m}^2$$

$$Z_d = 9 \text{ m}$$

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

$$H_d = \frac{10488,657}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} + 9$$

$$= 19,501 \text{ m}$$

- Head hisap pada pipa dengan suhu 27 °C (sebelum koil - koil)

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

dengan: P_s = tekanan sisi hisap (terjadi penurunan tekanan)

$$= 1 \text{ atm} - \Delta P$$

ΔP = penurunan tekanan pada koil + penurunan tekanan

pipa bersuhu 27 °C + penurunan tekanan pada

evaporator

$$= 0,627 \text{ atm} + 0,011 \text{ atm} + 0,011 \text{ atm}$$

$$= 0,649 \text{ atm}$$

$$P_d = 1 \text{ atm} - 0,649 \text{ atm}$$

$$= 0,351 \text{ atm} = 3637,864 \text{ kg/m}^2$$

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

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

$$H_d = \frac{3637,864}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} + 0$$

$$= 3,65 \text{ m}$$

$$H = H_d + H_s$$

$$= 19,501 \text{ m} + 3,65 \text{ m}$$

$$= 23,152 \text{ m} \approx 42 \text{ m (pompa yang tersedia dipasaran mempunyai H = 42 m, selain itu juga untuk menjaga kemungkinan bila ada perubahan instalasi)}$$

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

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

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

dengan: P_d = tekanan sisi tekan (tekanan air 1 atm)

$$= 1 \text{ atm} + \Delta P$$

ΔP = penurunan tekanan pada pipa bersuhu 8 °C

$$= 0,011 \text{ atm}$$

$$P_d = 1 \text{ atm} + 0,011 \text{ atm}$$

$$= 1,011 \text{ atm} = 10463,141 \text{ kg/m}^2$$

$$Z_d = 13 \text{ m}$$

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

$$H_d = \frac{10463,141}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} + 13$$

$$= 23,5 \text{ m}$$

- Head hisap pada pipa dengan suhu 32 °C (*cooling tower* - pompa)

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

dengan: P_s = tekanan sisi hisap (terjadi penurunan tekanan)

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

$$= 1 \text{ atm} - (0,009 \text{ atm} + 0,0604 \text{ atm})$$

$$= 0,931 \text{ atm} = 9552,581 \text{ kg/m}^2$$

Z_d = tinggi dasar *cooling tower* + tinggi permukaan air di dalam *cooling tower*

$$= - (10 + 0,5) \text{ m}$$

= - 10,5 m (tanda – berarti permukaan air yang dihisap berada di atas pompa)

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

$$H_d = \frac{9552,581}{1000} + \frac{0,5^2}{2 \times 9,81} - 10,5$$

$$= - 0,935 \text{ m}$$

$$H = H_d + H_s$$

$$= 23,5 \text{ m} - 0,935 \text{ m}$$

$$= 22,565 \text{ m} \approx 42 \text{ m}$$

Menentukan daya pompa (Npompa) yang dapat ditentukan dari persamaan

4.3 (Dietzel, 1993 : 242) :

1) Untuk sistem pipa air dari evaporator – koil

$$N_{pompa} = \rho \times g \times H \times \dot{V} \dots\dots\dots(4.3)$$

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

\dot{V} = kapasitas air yang dipompa

$$= \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{21416,208}{998,2}$$

$$= 21,45 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,006 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N_{pompa} = 998,2 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 42 \text{ m} \times 0,006 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 2451,085 \text{ W}$$

$$= 2,451 \text{ kW}$$

$$= 3,286 \text{ HP}$$

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

$$N_{pompa} = \rho \times g \times H \times \dot{V}$$

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

\dot{V} = kapasitas air yang dipompa

$$= \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{50985,352}{993,6}$$

$$= 51,314 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,014 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N_{\text{pompa}} = 993,6 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 42 \text{ m} \times 0,014 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 5835,274 \text{ W}$$

$$= 5,835 \text{ kW}$$

$$= 7,822 \text{ HP}$$

Dari perhitungan di atas diperoleh spesifikasi pompa yang dipilih adl :

Pompa 1 : dipakai untuk sistem air dari evaporator – koil

$$\text{head (H)} = 42 \text{ m}$$

$$\text{daya pompa (Npompa)} = 3,286 \text{ HP}$$

Pompa 2 : dipakai untuk sistem air dari kondensor -- *cooling tower*

$$\text{head (H)} = 42 \text{ m}$$

$$\text{daya pompa (Npompa)} = 7,822 \text{ HP}$$

IV.7. Kipas Udara (fan)

Kipas udara yang dipilih dalam perancangan ini adalah kipas udara aksial.

dengan:

$$\begin{aligned} \text{Laju aliran massa } (\dot{m}) &= 282114,217 \text{ kg/jam} \\ &= 78 \text{ kg/s (lihat perancangan coil)} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Laju aliran volume } (\dot{V}) &= 26000 \text{ cfm} \\ &= 12,23 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Daya kipas yang dibutuhkan kipas (N_{kipas}) dapat ditentukan dari persamaan

4.5 (Stoecker, 1989 : 115) :

$$N_{\text{kipas}} = (\dot{V} \times P) + \left(\dot{m} \times \frac{(U_m)^2}{2} \right) \dots\dots\dots (4.5)$$

dengan:

P = tekanan yang harus disediakan oleh kipas agar udara sampai ke diffuser paling jauh (FCU – 5) tekanannya tetap 1 atm.

$$\begin{aligned} &= 1 \text{ atm} + \Delta P \text{ dari FCU} - 5 \\ &= 1 \text{ atm} + (5,26 \times 10^{-4} \text{ atm}) \\ &= 1,000526 \text{ atm} \\ &= 0,1014 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$N_{\text{kipas}} = (12,23 \times 0,1014) + \left(78 \times \frac{(10,16)^2}{2} \right)$$

$$= 4656,653 \text{ W}$$



$$= 4,657 \text{ kW}$$

$$= 6,243 \text{ HP}$$

IV.8. Sistem kendali pengkondisian udara

Sistem kendali pengkondisian udara merupakan salah satu bagian yang penting dalam perancangan sistem penyejuk udara yang mempunyai fungsi sbb:

1. Menjalankan peralatan secara efisien
2. Melindungi peralatan dan bangunan dari kerusakan serta melindungi penghuni dari bahaya kecelakaan.
3. Mengatur sistem agar dapat mempertahankan kondisi yang nyaman di dalam ruangan.

Sistem pengendalian udara hanya dapat menurunkan kapasitas dan tidak dapat pernah dapat menaikkan kapasitas, yang dimaksud adalah bahwa sistem pengendalian udara merupakan suatu sistem kendfai yang akan bekerja mulai dari beban atau kapasitas pendinginan nol sampai mencapai suatu beban atau kapasitas yang maksimal. Perancangan sistem pengendalian udara ini yang diperhitungkan adalah semua perhitungan berdasarkan beban maksimum dan sistem kendalnya terletak pada jalur sebelum masuk ke koil.

BAB V

PENGOPERASIAN DAN PERAWATAN

V.1. Pengoperasian Penyegar Udara

Peralatan penyegar udara setelah di pasang atau selesai direparasi harus diuji dan disetel terlebih dahulu sebelum dioperasikan, hal ini dimaksudkan agar penyegar udara tersebut dapat diketahui apakah sudah siap untuk dioperasikan ataukah belum, sehingga melalui pengujian tersebut hal – hal yang tidak diinginkan dapat dihindari seperti terjadinya kerusakan.

Agar supaya mendapatkan operasi penyegaran udara yang mantap dan efisien, hendaknya dipilih jenis peralatan, lokasi yang tepat serta pemasangan instalasi yang sebaik – baiknya, hal ini bermaksud agar bisa memperoleh kualitas yang baik dari kinerja mesin penyegar udara.

V.2. Pemeriksaan dan Perawatan

Pemeriksaan dan perawatan harus dilakukan secara rutin terhadap mesin penyegar udara, pemeriksaan dan perawatan ini dapat meliputi:

- 1) Temperatur air pendingin atau udara pendingin.
- 2) Pembukaan katup ekspansi.
- 3) Suara dan getaran yang terjadi pada instalasi yang bekerja.
- 4) Kebersihan dari minyak pelumas.
- 5) Tegangan dan arus listrik (pada penyegar udara, menara pendingin dan pompa air pendingin)

- 6) Temperatur pada bagian yang penting dari penyegar udara (silinder dan ruang engkol dari kompresor, kondensor, bantalan kipas udara).
- 7) Tekanan dan temperatur refrigeran yang mengalir dalam siklus refrigerasi.
- 8) Tekanan dan temperatur minyak pelumas di dalam kompresor.

Tempat atau bagian yang harus diperiksa selama operasi dan operasi penyegar yang normal
(Wiranto.A.& Heizo Sato, Penyegaran Udara, hal 290)

	Tempat atau bagian yang harus diperiksa	Pengukuran	Kondisi operasi yang normal
Kompresor	Pipa (gas) isap	Tekanan isap Temperatur isap	(Tekanan jenuh ekuivalen dengan temperatur penguapan refrigeran) - (Penurunan tekanan dalam pipa isap) (Temperatur penguapan)+ (Derajat super panas) Derajat super panas dapat mencapai 10 C atau kurang
	Pipa (gas) buang	Tekanan buang (keluar) Temperatur buang (keluar)	(Tekanan jenuh ekuivalen dengan temperatur pengembunan refrigeran) + (Penurunan tekanan dalam pipa buang) 100°C atau kurang, tergantung pada jenis refrigeran dan kondisi operasi.
	Pompa minyak pelumas	Tekanan minyak pelumas Temperatur minyak pelumas	Berubah sesuai dengan temperatur minyak pelumas Harus diatur sehingga ada dalam daerah: tekanan isap ditambah 1,2-3 kg/cm ² 50 C atau lebih rendah, tergantung dari kondisi operasi
	Petunjuk minyak pelumas	Volume minyak pelumas Kebersihan minyak pelumas	Sampai ke permukaan yang ditetapkan (hampir medium) Harus transparan (tanpa turbiditas)
	Kepala silinder	Temperatur Bunyi katup	120°C atau lebih rendah, tergantung pada jenis refrigeran dan kondisi operasi Bunyi yang berirama tanpa bunyi yang tidak normal
	Rumah engkol	Temperatur rumah Bunyi	Lebih rendah dari 50°C akan terjadi kompresi basah Harus bebas dari bunyi tidak normal
	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan terasa hangat (45°C, pada bagian luar rumah bantalan)
Motor listrik	Daya listrik	Tegangan listrik Arus listrik	Tegangan yang ditetapkan ($\pm 10\%$) Sesuai dengan arus kerja yang ditetapkan (dalam batas arus nominal dari motor listrik)
	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan terasa hangat (45 C, pada bagian luar rumah bantalan)
	Rumah (stator)	Temperatur	Tidak terlalu tinggi; hampir sama dengan temperatur kamar
Kipas udara	Isolasi	Kemungkinan temperatur	Tidak terlalu tinggi, tergantung dari jenis isolator (Kelas A, 65 C; Kelas L, 80 C)
	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan pada bagian luar bantalan terasa hangat
	Tali kipas udara	Tegangan	Cukup, ditekan dengan tangan terasa tidak terlalu keras

Kondensor	Air pendingin	Temperatur masuk Temperatur keluar Volume aliran Tekanan air	Tidak terlalu tinggi (sesuai dengan temperatur rancangan, sesuai dengan petunjuk) Kenaikan temperatur yang normal 5 - 10 °C Sesuai dengan petunjuk Untuk mengatasi tahanan aliran melalui kondensor dan pipa air
	Permukaan cairan	Permukaan cairan refrigeran	Cukup tinggi
	Pipa keluar satuan	Temperatur cairan keluar	5 derajat atau lebih rendah dari temperatur yang sesuai dengan tekanan pengembunan yang bersangkutan (super dingin)
Distributor	Pipa keluar dari penering	Temperatur refrigeran cair	Tak terjadi penurunan temperatur (hampir tidak ada)
	Kaca pengamatan (indikator cairan)	Gelembung	Tidak boleh ada gelembung
	Koil dari katup solenoid	Kenaikan temperatur	Hendaknya ada dalam batas kenaikan yang wajar, tergantung dari jenis isolator untuk kelas A, 65°C
	Bagian masuk dari katup ekspansi	Temperatur refrigeran cair	Tidak terjadi penurunan atau kenaikan temperatur (hampir tidak, atau kecil)
Evaporator	Udara	Temperatur masuk Temperatur keluar Volume aliran udara	Kapasitas pendinginan hendaknya dihitung dari selisih temperatur dan volume aliran udara, kemudian diperiksa terhadap harga rancangannya Volume aliran udara biasanya 90% atau lebih besar dari harga yang diberikan pada alat
	Koil pendingin	Pengembunan air	Terjadi pengembunan yang uniform
	Refrigeran keluar	Temperatur penguapan Tekanan penguapan	Apabila diperiksa terhadap temperatur jenuh yang ekuivalen dengan tekanan penguapan, ada pada derajat super panas yang wajar Sesuai dengan yang ditentukan (tekanan isap)

BAB VI

KESIMPULAN

Pada perhitungan ini dapat kami simpulkan sbb :

1. Hasil perhitungan beban pendinginan :

Beban pendinginan yang diperoleh pada perancangan ini adalah 135 TR

2. Hasil perancangan komponen utama :

2.1. Refrigeran

Perancangan pendingin udara ini menggunakan refrigeran HFC-134a

2.2. Evaporator

Suhu air masuk	= 27 °C
Suhu air keluar	= 8 °C
Suhu refrigeran masuk	= 5 °C
Suhu refrigeran keluar	= 10 °C
Jenis Evaporator	= <i>Shell and Tube</i>
Diameter luar pipa	= 9,53 mm
Diameter dalam pipa	= 7,75 mm
Panjang pipa	= 1,80 m
<i>Pitch</i>	= 13,48 mm
Jumlah pipa	= 255
Jumlah lintasan pipa	= 4 <i>pass</i>
Bahan pipa	= tembaga

2.3. Kondensor

Suhu air masuk	= 32 °C
Suhu air keluar	= 40 °C
Suhu refrigeran masuk	= 48 °C
Suhu refrigeran keluar	= 35 °C
Jenis Evaporator	= <i>Shell and Tube</i>
Diameter luar pipa	= 9,53 mm
Diameter dalam pipa	= 7,75 mm
Panjang pipa	= 1,54 m
<i>Pitch</i>	= 13,48 mm
Jumlah pipa	= 615
Jumlah lintasan pipa	= 4 <i>pass</i>
Bahan pipa	= tembaga

2.4. Kompresor

Jenis kompresor	= Torak Hermetik
Daya kompresor	= 77 kW
Kapasitas kompresor	= 659,378 m ³ /jam
Jumlah silinder	= 4
Diameter silinder	= 142,9 mm
Panjang silinder	= 114,3 mm
Kecepatan rata – rata piston	= 5,714 m/s
Diameter torak	= 142,4 mm

Panjang langkah torak	= 142,4 mm
Diameter pena torak	= 49,84 mm
Panjang pena torak	= 121,04 mm
Panjang batang torak	= 287,75 mm
Diameter pena engkol	= 95,408 mm

2.5. Katup Expansi

Jenis katup ekspansi	= Otomatis termostatik
Tekanan kondensor	= 10,4 kg/cm ²
Tekanan evaporator	= 3,57 kg/cm ²
Jumlah sirkulasi refrigeran	= 3,28 kg/det
Kapasitas aliran refrigeran	= 2,86 × 10 ⁻³ m ³ /det
Luas penampang orifice	= 0,000125m ²
Diameter orifice	= 0,035 m

3. Hasil perhitungan komponen pendukung :

3.1 Menara pendingin (cooling tower)

Jenis menara pendingin	= jenis aliran berlawanan
Tinggi menara pendingin	= 2000 mm
Diameter menara pendingin	= 2095 mm
Diameter fan	= 1000 mm
Tinggi tower	= 10000 mm

3.2. Koil pendingin

Jenis koil pendingin	= pipa bersirip
Bahan pipa	= tembaga
Beban pendinginan	= 1702502,875 kJ/jam
Jumlah koil pendingin	= 11
Temperatur air masuk	= 8 °C
Temperatur air keluar	= 27 °C
Temperatur udara masuk	= 32 °C
Temperatur udara keluar	= 26 °C
Diameter luar pipa	= 9,53 mm
Diameter dalam pipa	= 7,75 mm
Jumlah pipa	= 254
Panjang pipa	= 1,983 m
Tebal koil	= 0,38 m
Tinggi koil	= 2,4 m
Bahan sirip	= aluminium
Tebal sirip	= 1 mm
Jarak antar sirip	= 2 mm

3.3. Pompa

Jenis pompa	= sentrifugal
Daya motor	= 3,286 HP
Diameter pipa isap	= 125 mm

Diameter pipa buang	= 125 mm
Head	= 42 m
Jumlah pompa	= 2

3.4. Kipas udara (Blower)

Jenis fan	= aksial
Daya motor	= 6,243 HP
Diameter fan	= 2200 mm
Kecepatan udara	= 2000 fpm
Laju aliran volume	= 26000 cfm

DAFTAR PUSTAKA

1. Arismunandar, W dan Saito, H, 2002," *Penyegaran Udara* ", cetakan kelima, Jakarta, PT. Pradnya Paramita.
2. Carrier Air Conditioning Company, 1965," *Handbook of Air Conditioning System* ", New York, Mc Graw Hill Book Company.
3. Chlumsky, Vr, 1964," *Reciprocating and Rotary Compressors* ", Prague, Czechoslovakia, Publisher of Technical Literature.
4. Church, H, Austin, 1990," *Pompa dan Blower Sentrifugal* ", Jakarta, Erlangga.
5. Fritz Dietzel,1993," *Turbin Pompa dan Kompresor* ",cetakan keempat, Jakarta, Erlangga.
6. Hicks, T.G dan Edwards, T.W, 1996," *Teknologi Pemakaian Pompa* ", Jakarta, Erlangga.
7. Holman, J.P, 1984," *Perpindahan Kalor* ", Jakarta, Erlangga.
8. Harjanto, G, 2002," *AC & Refrigeration* ",Yogyakarta, UGM.
9. Sitompul, M, Tunggul, 1979," *Alat Penukar Kalor* ", Jakarta, PT. Raja Grafindo Persada.
10. Stoecker, W.F, 1989," *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara* ", cetakan kedua, Jakarta, Erlangga.
11. Sularso dan Tahara, H, 1985," *Pompa dan Kompresor* ", Jakarta, PT. Pradnya Paramita.

12. Takeshi Sato, G, 1994," *Menggambar Mesin Menurut Standart Iso* ",
Jakarta, PT. Pradnya Paramita
13. Victor, L, Streeter, 1979," *Mekanika Fluida* ", edisi ketujuh, Jakarta,
Erlangga.

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) Perbandingan kelembaban rancangan	5) Temperatur bola basah rancangan (°C)	
					Bulan terdingin 2)		Temperatur bola kering rancangan 3)	Bulan terpanas 2) ④			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 ③ 4) Δθ (°C)			Temperatur bola kering ⑤) (°C)
Birma	Rangun	17 N	96 E	23	Jan.	24,3	16,7	April (Musim kemarau)	29,8	0,0175	66	14	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	Calcutta	23 N	88 E	6	Jan.	20,2	11,1	Mai (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)	34,5	0,0135	39	14	43	0,0182	28
Indonesia	Jakarta	6 S	107 E	8	Jan. Musim-hujan	26,2	21,7	Mai	27,3	0,0187	82	8	32	0,020	27
								September & Oktober (Musim kemarau)	27,4	0,0177	77				
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	26,2	0,0170	77	8	33	0,0207	27
Malaysia	Kuala Lumpur	3 N	102 E	38	Dec.	26,6	21,1	Mai	27,7	0,0183	78	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
Filipina	Manila	15 N	121 E	15	Jan.	25,4	22,8	Mei	29,4	0,0184	75	11	34	0,0210	28
Saudi Arabia	Riyadh	25 N	47 E	994	Jan.	14,5	2,8	Juli	33,6	0,0084	26	18	43	0,0133	26
Thailand	Bangkok	14 N	101 E	16	Dec.	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	Dec.	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 λ_{ranc}
Ruang biasa	26°C	50%	0,0105
Restoran, Ruang pertemuan	26°C	55%	0,0116

Tabel 3. Jumlah penggantian udara

Sumber : Penyebaran 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 4. Jumlah udara luar masuk ruangan penyejukan

Sumber : Penyejukan 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 5. Jumlah kalor sensibel, laten dari orang dan faktor kelompok

Sumber : Penyejukan Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 65

Kondisi kerja	Bangunan	Jumlah kalor total orang (laki-laki) dewasa	Jumlah kalor radiasi untuk perancangan				Faktor kelompok orang yang bekerja (28)
			Kalor pada	25°C	26°C	27°C	
Duduk di kursi	Gedung	87 kcal/jam	Sensibel (29)	53	50	46	0,897
			Laten (30)	25	28	32	
Bekerja di belakang meja	Kantor Hotel	106	Sensibel (29)	53	49	45	0,947
			Laten (30)	47	51	55	
Berdiri atau berjalan lambat	Toko serba ada Toko eceran	123	Sensibel (29)	61	52		0,818
			Laten (30)	40	44	49	
Dansa	Ruang dansa	201	Sensibel (29)	68	62	55	0,944
			Laten (30)	122	128	135	
Bekerja	Pabrik	335	Sensibel (29)	115	110	106	0,967
			Laten (30)	209	214	218	

Tabel. 6. Kalor sensibel dari peralatan listrik

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 64

Pemanas	per 1 kW	0,860 kcal/kW
Motor listrik	"	0,860 kcal/kW
Lampu	"	0,860 kcal/kW (pijar)
		1.000 kcal/kW (neon)*

Tabel. 7. 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.in 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 dinding atau atap = Kalikan tebal setiap lapisan dinding dengan kapasitas kalor (Tabel 3.12) yang bersangkutan dan jumlahkan.

Tabel. 8. Koefisien transmisi kalor dan kapasitas kalor dari 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
100 mm			4,06	48
200 mm			3,15	96

*Kapasitas kalor per 1 m² tebal dinding = kalikan tebal setiap lapisan dinding dengan kapasitas kalor (Tabel 3.12) yang bersangkutan dan jumlahkan.

Tabel. 9. Radiasi matahari yg bersangkutan dengan selisih temperatur ETD

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 51

(1) Garis lintang Utara 0°
a. Summer solstice

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,5	2,5	5,4	0,0	0,3	1,4	3,0	0,0	0,1	0,7	1,8
2	0,0	0,3	1,9	4,4	0,0	0,2	1,0	2,4	0,0	0,0	0,5	1,4
3	0,0	0,2	1,4	3,6	0,0	0,1	0,8	2,0	0,0	0,0	0,4	1,2
4	0,0	0,1	1,0	3,0	0,0	0,0	0,6	1,6	0,0	0,0	0,3	1,0
5	0,0	0,0	0,8	2,4	0,0	0,0	0,4	1,3	0,0	0,0	0,2	0,8
6	0,0	0,0	0,6	2,0	0,0	0,0	0,3	1,1	0,0	0,0	0,1	0,6
7	1,3	0,4	0,4	1,6	1,2	0,3	0,2	0,9	2,1	0,5	0,2	0,6
8	5,8	2,3	1,1	1,6	4,6	1,9	0,8	0,9	8,3	3,4	1,3	0,8
9	12,6	6,4	3,2	2,3	8,4	4,6	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

(1) Garis lintang Utara 0°
a. Summer solstice (lanjutan)

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	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	0,5	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

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
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

(I) Garis lintang Utara 0°
a. Summer solstice (lanjutan)

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

(I) Garis lintang Utara 0°
b. Vernal equinox atau Autumnal equinox

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,6	2,9	6,1	0,0	0,0	0,3	0,7	0,0	0,1	0,5	1,2
2	0,0	0,3	2,1	5,0	7,0	0,0	0,2	0,5	0,0	0,0	0,4	1,0
3	0,0	0,2	1,6	4,1	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,3	0,8
4	0,0	0,1	1,2	3,3	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,2	0,6
5	0,0	0,0	0,9	2,7	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,1	0,5
6	0,0	0,0	0,6	2,2	0,0	0,0	0,0	0,2	0,0	0,0	0,1	0,4
7	1,5	0,4	0,5	1,9	0,5	0,1	0,0	0,2	2,0	0,5	0,1	0,4

Azimut	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C)	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
8	6,6	2,7	1,3	1,8	1,4	0,6	0,3	0,2	7,2	3,0	1,1	0,6
9	14,4	7,3	3,6	2,6	2,1	1,3	0,7	0,4	12,0	6,8	3,5	1,7
10	22,6	13,5	7,6	4,6	2,5	1,8	1,2	0,7	13,5	9,7	6,2	3,5
11	29,5	20,0	12,6	7,7	2,8	2,2	1,6	1,0	11,9	10,8	8,1	5,2
12	34,1	25,8	17,8	11,5	2,9	2,5	1,9	1,3	8,0	9,7	8,6	6,5
13	35,8	29,9	22,5	15,5	2,9	2,6	2,2	1,6	4,7	7,5	7,8	6,8
14	34,3	31,8	25,9	19,1	2,9	2,8	2,4	1,9	3,5	5,8	6,7	6,5
15	29,8	31,1	27,6	21,9	2,8	2,8	2,5	2,1	3,0	4,7	5,8	6,0
16	22,9	27,9	27,3	23,4	2,6	2,7	2,5	2,2	2,7	3,9	5,0	5,4
17	14,5	22,5	25,0	23,4	2,2	2,5	2,5	2,3	2,3	3,3	4,4	4,0
18	6,8	16,1	21,0	21,9	1,3	2,1	2,4	2,3	1,3	2,6	3,7	4,5
19	2,4	10,3	16,4	19,4	0,4	1,4	1,9	2,1	0,4	1,7	3,0	3,9
20	0,8	6,4	12,3	16,3	0,1	0,8	1,5	1,8	0,1	1,0	2,2	3,3
21	0,2	4,0	9,2	13,5	0,0	0,5	1,1	1,5	0,0	0,6	1,7	2,7
22	0,1	2,5	6,9	11,1	0,0	0,3	0,8	1,2	0,0	0,4	1,2	2,2
23	0,0	1,5	5,2	9,1	0,0	0,2	0,6	1,0	0,0	0,2	0,9	1,8
24	0,0	0,9	3,8	7,5	0,0	0,1	0,4	0,8	0,0	0,1	0,7	1,5

(1) Garis lintang utara 0°
b. Vernal equinox atau Autanal equinox (lanjutan)

Azimut	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C)	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,1	0,6	1,4	0,0	0,1	0,5	1,2	0,0	0,0	0,3	0,7
2	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,0	0,4	1,0	0,0	0,0	0,2	0,5
3	0,0	0,0	0,3	1,0	0,0	0,0	0,3	0,8	0,0	0,0	0,1	0,4
4	0,0	0,0	0,2	0,8	0,0	0,0	0,2	0,6	0,0	0,0	0,1	0,3
5	0,0	0,0	0,1	0,6	0,0	0,0	0,1	0,5	0,0	0,0	0,1	0,3
6	0,0	0,0	0,1	0,5	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,0	0,2
7	2,6	0,7	0,1	0,5	2,0	0,5	0,1	0,4	0,5	0,1	0,0	0,2
8	9,6	4,0	1,5	0,8	7,2	3,0	1,1	0,6	1,4	0,6	0,3	0,2
9	16,1	9,1	4,7	2,2	12,0	6,8	3,5	1,7	2,1	1,3	0,7	0,4
10	18,1	13,1	8,3	4,6	13,5	9,7	6,2	3,5	2,5	1,8	1,2	0,7
11	15,7	14,3	10,8	7,0	11,9	10,8	8,1	5,2	2,8	2,2	1,6	1,0
12	10,2	12,7	11,4	8,6	8,0	9,7	8,6	6,5	2,9	2,5	1,9	1,3
13	5,5	9,5	10,2	9,0	4,7	7,5	7,8	6,8	2,9	2,6	2,2	1,6
14	3,8	7,0	8,5	8,3	3,5	5,8	6,7	6,5	2,9	2,8	2,4	1,9
15	3,1	5,5	7,1	7,6	3,0	4,7	5,8	6,0	2,8	2,8	2,5	2,1
16	2,7	4,4	6,0	6,8	2,7	3,9	5,0	5,4	2,6	2,7	2,5	2,2
17	2,3	3,6	5,1	6,1	2,3	3,3	4,4	4,9	2,2	2,5	2,5	2,3
18	1,4	2,8	4,3	5,4	1,3	2,6	3,7	4,5	1,3	2,1	2,4	2,3
19	0,4	1,8	3,4	4,7	0,4	1,7	3,0	3,9	0,4	1,4	1,9	2,1
20	0,1	1,1	2,6	3,9	0,1	1,0	2,2	3,3	0,1	0,8	1,5	1,8
21	0,0	0,7	1,9	3,2	0,0	0,6	1,7	2,7	0,0	0,5	1,1	1,5
22	0,0	0,4	1,4	2,7	0,0	0,4	1,2	2,2	0,0	0,3	0,8	1,2
23	0,0	0,2	1,0	2,2	0,0	0,2	0,9	1,8	0,0	0,2	0,6	0,8
24	0,0	0,1	0,8	1,8	0,0	0,1	0,7	1,5	0,0	0,1	0,4	0,8

(1) Garis lintang Utara 0°

b. Vernal equinox atau Autanal equinox (lanjutan)

Azimut	Barat Daya SW				Barat W				Barat Laut NW			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C)	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,3	1,3	2,5	0,0	0,4	1,8	3,2	0,0	0,3	1,3	2,5
2	0,0	0,2	1,0	2,0	0,0	0,3	1,3	2,6	0,0	0,2	1,0	2,0
3	0,0	0,1	0,7	1,6	0,0	0,1	1,0	2,1	0,0	0,1	0,7	1,6
4	0,0	0,0	0,5	1,3	0,0	0,1	0,7	1,8	0,0	0,0	0,5	1,3
5	0,0	0,0	0,4	1,1	0,0	0,0	0,5	1,4	0,0	0,0	0,4	1,1
6	0,0	0,0	0,3	0,9	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,0	0,3	0,9
7	0,5	0,1	0,2	0,7	0,5	0,1	0,3	1,0	0,5	0,1	0,2	0,7
8	1,4	0,7	0,4	0,7	1,4	0,7	0,5	0,9	1,4	0,7	0,4	0,7
9	2,1	1,3	0,8	0,8	2,1	1,3	0,8	0,9	2,1	1,3	0,8	0,8
10	2,5	1,8	1,2	1,0	2,5	1,8	1,3	1,1	2,5	1,8	1,2	1,0
11	2,8	2,2	1,6	1,3	2,8	2,2	1,6	1,4	2,8	2,2	1,6	1,3
12	2,9	2,5	1,9	1,6	2,9	2,5	2,0	1,6	2,9	2,5	1,9	1,6
13	4,6	3,1	2,2	1,8	5,4	3,3	2,3	1,9	4,6	3,1	2,2	1,8
14	8,6	5,2	3,3	2,3	10,9	6,3	3,7	2,5	8,6	5,2	3,3	2,3
15	12,2	8,1	5,3	3,4	16,1	10,4	6,4	3,9	12,2	8,1	5,3	3,4
16	13,8	10,6	7,5	4,9	18,5	13,9	9,5	6,0	13,8	10,6	7,5	4,9
17	11,6	11,3	9,1	6,4	15,5	14,9	11,9	8,2	11,6	11,3	9,1	6,4
18	6,3	9,3	9,1	7,4	8,4	12,4	12,0	9,6	6,3	9,3	9,1	7,4
19	2,2	6,2	7,6	7,3	2,9	8,2	10,0	9,5	2,2	6,2	7,6	7,3
20	0,7	3,9	5,8	6,5	1,0	5,1	7,6	8,4	0,7	3,9	5,8	6,5
21	0,2	2,4	4,3	5,4	0,3	3,2	5,7	7,1	0,2	2,4	4,3	5,4
22	0,0	1,5	3,2	4,5	0,1	2,0	4,3	5,9	0,0	1,5	3,2	4,5
23	0,0	0,9	2,4	3,7	0,0	1,2	3,2	4,8	0,0	0,9	2,4	3,7
24	0,0	0,5	1,8	3,0	0,0	0,7	2,4	3,9	0,0	0,5	1,8	3,0

°C

Tabel. 10. Saturation (Temperature Base) of HFC-134a

Sumber : AC & Refrigeration, Greg Harjanto, hal. 4

Temperature °C	K	Pressure kg/cm ²	Specific Volume m ³ /kg		Density kg/m ³		Specific Enthalpy kcal/kg			Specific Entropy kcal/(kg·K)		Temp. °C
			Liquid v' ^l	Vapor v''	Liquid ρ'	Vapor ρ''	Liquid h'	Vapor h''	Latent h'' - h'	Liquid s'	Vapor s''	
-33	238.15	0.67954	0.00071472	0.28193	1399.1	3.5470	49.24	142.24	53.00	0.9380	1.1806	-33
-32	239.15	0.71389	0.00071615	0.26919	1396.3	3.7148	49.53	142.39	52.86	0.9393	1.1803	-32
-31	240.15	0.74963	0.00071759	0.25715	1393.5	3.8889	49.82	142.54	52.72	0.9605	1.1800	-31
-30	241.15	0.78678	0.00071905	0.24574	1390.7	4.0694	50.12	142.69	52.57	0.9617	1.1797	-30
-29	242.15	0.82540	0.00072052	0.23494	1387.9	4.2565	50.41	142.84	52.43	0.9629	1.1795	-29
-28	243.15	0.86552	0.00072200	0.22470	1385.0	4.4504	50.71	142.99	52.28	0.9641	1.1792	-28
-27	244.15	0.90719	0.00072349	0.21500	1382.2	4.6512	51.00	143.14	52.14	0.9653	1.1789	-27
-26	245.15	0.95043	0.00072500	0.20580	1379.3	4.8592	51.30	143.29	51.99	0.9666	1.1787	-26
-25	246.15	0.99531	0.00072652	0.19706	1376.4	5.0745	51.60	143.44	51.84	0.9678	1.1784	-25
-24	247.15	1.03323	0.00072777	0.19026	1373.5	5.2973	51.85	143.57	51.72	0.9688	1.1782	-24
-23	248.15	1.0419	0.00072805	0.18878	1373.5	5.2973	51.90	143.59	51.69	0.9690	1.1782	-23
-22	249.15	1.0901	0.00072960	0.18090	1370.6	5.5278	52.20	143.74	51.54	0.9702	1.1779	-22
-21	250.15	1.1401	0.00073116	0.17342	1367.7	5.7662	52.51	143.89	51.39	0.9714	1.1777	-21
-20	251.15	1.1920	0.00073274	0.16632	1364.7	6.0127	52.81	144.04	51.24	0.9726	1.1775	-20
-19	252.15	1.2456	0.00073432	0.15956	1361.8	6.2674	53.11	144.19	51.08	0.9738	1.1773	-19
-18	253.15	1.3012	0.00073592	0.15312	1358.8	6.5306	53.42	144.34	50.93	0.9750	1.1770	-18
-17	253.15	1.3587	0.00073754	0.14700	1355.9	6.8026	53.72	144.49	50.77	0.9763	1.1768	-17
-16	254.15	1.4182	0.00073917	0.14118	1352.9	7.0834	54.03	144.64	50.61	0.9775	1.1766	-16
-15	255.15	1.4797	0.00074081	0.13562	1349.9	7.3733	54.34	144.79	50.45	0.9787	1.1764	-15
-14	256.15	1.5433	0.00074247	0.13034	1346.9	7.6725	54.65	144.94	50.29	0.9799	1.1762	-14
-13	257.15	1.6090	0.00074414	0.12529	1343.8	7.9813	54.96	145.09	50.13	0.9811	1.1761	-13
-12	258.15	1.6769	0.00074583	0.12048	1340.8	8.2998	55.27	145.24	49.97	0.9823	1.1759	-12
-11	259.15	1.7470	0.00074754	0.11590	1337.7	8.6284	55.58	145.39	49.81	0.9835	1.1757	-11
-10	260.15	1.8194	0.00074925	0.11152	1334.7	8.9677	55.89	145.53	49.65	0.9847	1.1755	-10
-9	261.15	1.8942	0.00075099	0.10734	1331.6	9.3163	56.20	145.68	49.48	0.9858	1.1753	-9
-8	262.15	1.9713	0.00075274	0.10333	1328.5	9.6747	56.51	145.83	49.32	0.9870	1.1752	-8
-7	263.15	2.0508	0.00075450	0.099531	1325.4	10.047	56.83	145.98	49.15	0.9882	1.1750	-7
-6	264.15	2.1328	0.00075628	0.095885	1322.3	10.429	57.14	146.12	48.98	0.9894	1.1749	-6
-5	265.15	2.2173	0.00075808	0.092399	1319.1	10.823	57.46	146.27	48.81	0.9906	1.1747	-5
-4	266.15	2.3045	0.00075990	0.089065	1316.0	11.228	57.77	146.42	48.64	0.9918	1.1746	-4
-3	267.15	2.3942	0.00076173	0.085874	1312.8	11.645	58.09	146.56	48.47	0.9930	1.1744	-3
-2	268.15	2.4867	0.00076358	0.082821	1309.6	12.074	58.40	146.71	48.30	0.9941	1.1743	-2
-1	269.15	2.5818	0.00076545	0.079897	1306.4	12.516	58.72	146.85	48.13	0.9953	1.1742	-1
0	270.15	2.6798	0.00076733	0.077096	1303.2	12.971	59.04	147.00	47.96	0.9965	1.1740	0
1	271.15	2.7806	0.00076924	0.074413	1300.0	13.439	59.36	147.14	47.78	0.9977	1.1739	1
2	272.15	2.8844	0.00077116	0.071841	1296.7	13.920	59.68	147.28	47.60	0.9988	1.1738	2
3	273.15	2.9911	0.00077310	0.069375	1293.5	14.414	100.00	147.43	47.43	1.0000	1.1737	3
4	274.15	3.1007	0.00077506	0.067010	1290.2	14.923	100.32	147.57	47.25	1.0012	1.1735	4
5	275.15	3.2135	0.00077704	0.064741	1286.9	15.446	100.64	147.71	47.07	1.0023	1.1734	5
6	276.15	3.3294	0.00077905	0.062564	1283.6	15.984	100.97	147.85	46.89	1.0035	1.1733	6
7	277.15	3.4485	0.00078107	0.060473	1280.3	16.536	101.29	148.00	46.71	1.0047	1.1732	7
8	278.15	3.5708	0.00078311	0.058466	1277.0	17.104	101.61	148.14	46.52	1.0058	1.1731	8
9	279.15	3.6964	0.00078518	0.056538	1273.6	17.687	101.94	148.28	46.34	1.0070	1.1730	9
10	280.15	3.8254	0.00078726	0.054685	1270.2	18.287	102.26	148.42	46.15	1.0081	1.1729	10
11	281.15	3.9578	0.00078937	0.052904	1266.8	18.902	102.59	148.56	45.96	1.0093	1.1728	11
12	282.15	4.0936	0.00079151	0.051192	1263.4	19.534	102.92	148.69	45.78	1.0104	1.1727	12
13	283.15	4.2330	0.00079366	0.049546	1260.0	20.183	103.25	148.83	45.59	1.0116	1.1726	13
14	284.15	4.3760	0.00079584	0.047962	1256.5	20.850	103.57	148.97	45.39	1.0127	1.1725	14
15	285.15	4.5228	0.00079805	0.046437	1253.1	21.534	103.90	149.11	45.20	1.0139	1.1724	15
16	286.15	4.6729	0.00080028	0.044970	1249.6	22.237	104.23	149.24	45.01	1.0150	1.1723	16
17	287.15	4.8270	0.00080253	0.043557	1246.1	22.958	104.57	149.38	44.81	1.0162	1.1722	17
18	288.15	4.9849	0.00080481	0.042197	1242.5	23.698	104.90	149.51	44.61	1.0173	1.1722	18
19	289.15	5.1468	0.00080712	0.040886	1239.0	24.458	105.23	149.64	44.41	1.0185	1.1721	19
20	290.15	5.3125	0.00080946	0.039623	1235.4	25.238	105.56	149.78	44.21	1.0196	1.1720	20
21	291.15	5.4823	0.00081182	0.038406	1231.8	26.038	105.90	149.91	44.01	1.0207	1.1719	21
22	292.15	5.6562	0.00081421	0.037232	1228.2	26.858	106.24	150.04	43.80	1.0219	1.1718	22
23	293.15	5.8342	0.00081664	0.036100	1224.5	27.700	106.57	150.17	43.60	1.0230	1.1717	23
24	294.15	6.0164	0.00081909	0.035009	1220.9	28.564	106.91	150.30	43.39	1.0242	1.1717	24
25	295.15	6.2029	0.00082157	0.033955	1217.2	29.451	107.25	150.43	43.18	1.0253	1.1716	25
26	296.15	6.3937	0.00082409	0.032938	1213.5	30.360	107.59	150.56	42.97	1.0264	1.1715	26
27	297.15	6.5890	0.00082664	0.031957	1209.7	31.292	107.93	150.68	42.76	1.0276	1.1715	27
28	298.15	6.7887	0.00082922	0.031009	1206.0	32.249	108.27	150.81	42.54	1.0287	1.1714	28
29	299.15	6.9929	0.00083183	0.030093	1202.2	33.230	108.61	150.93	42.32	1.0298	1.1713	29
30	300.15	7.2017	0.00083448	0.029209	1198.3	34.236	108.95	151.06	42.10	1.0310	1.1712	30
31	301.15	7.4151	0.00083717	0.028354	1194.5	35.268	109.30	151.18	41.88	1.0321	1.1712	31
32	302.15	7.6333	0.00083989	0.027528	1190.6	36.327	109.64	151.30	41.66	1.0332	1.1711	32
33	303.15	7.8565	0.00084265	0.026729	1186.7	37.412	109.99	151.42	41.43	1.0344	1.1710	33
34	304.15	8.0847	0.00084545	0.025957	1182.8	38.525	110.34	151.54	41.20	1.0355	1.1710	34
35	305.15	8.3170	0.00084829	0.025210	1178.8	39.667	110.68	151.66	40.97	1.0366	1.1709	35
36	306.15	8.5548	0.00085118	0.024487	1174.8	40.838	111.03	151.78	40.74	1.0377	1.1708	36
37	307.15	8.7976	0.00085410	0.023788	1170.8	42.039	111.38	151.89	40.51	1.0389	1.1707	37

Tabel. 11. Properties of HFC-134a

Sumber : AC & Refrigeration, Greg Harjanto, hal. 1

	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	-29.0
Freezing Point (101.325 kPa) [°C]	-101	-157.8
Critical Temperature [°C]	101.15	111.8
Critical Pressure [kgf/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
Thermal 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. 12. Characteristic of refrigerants

Sumber : AC & Refrigeration, Greg Harjanto, hal. 1

Refrigerant	Eva-porating temp. °C	Con-dens-ing temp. °C	Eva-pora-tion pre-ssure kgf/cm ² abs.	Con-dens-ing pre-ssure kgf/cm ² abs.	Com-pres-sion ratio	Re-frag-erating capa-city kcal/kg	Specific volume (liquid) l/kg	Refrige-rant circula-tion volume (liquid) l/h/ton	Specific volume (vapour) m ³ /kg	Refrige-rant circula-tion volume (vapour) m ³ /h/ton	Com-pres-sion efficie-ncy kcal/kg	Coelli-cient of efficie-ncy	Neces-sary Power HP/ton	Com-press-ing discharg-ing tempera-ture °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. 13. Ukuran pipa tembaga

Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, WF Stoecker, hal. 135

OD, mm	ID, mm		OD, mm	ID, mm	
	Type K	Type L		Type K	Type 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

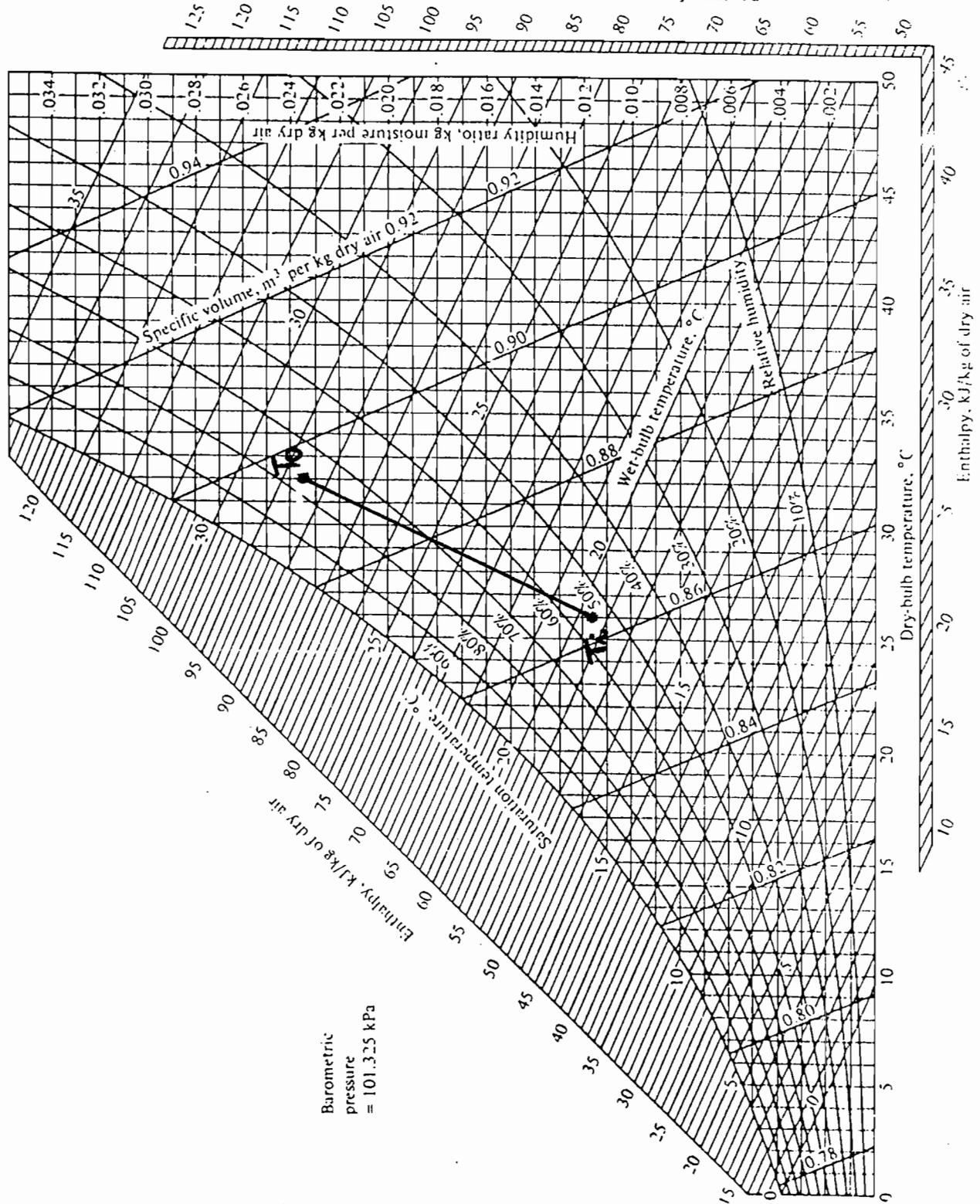
Tabel. 14. Korelasi Grimson utk perpindahan kalor dlm tangkuman tabung

Sumber : Perpindahan Kalor, JP Holman, hal. 275

$\frac{S_p}{d}$	$\frac{S_n}{d}$							
	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

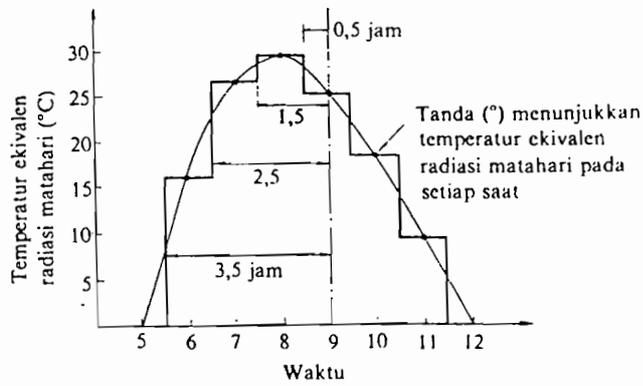
Grafik. 1. Diagram Psikometri

Sumber : Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, WF Stoecker, hal. 41



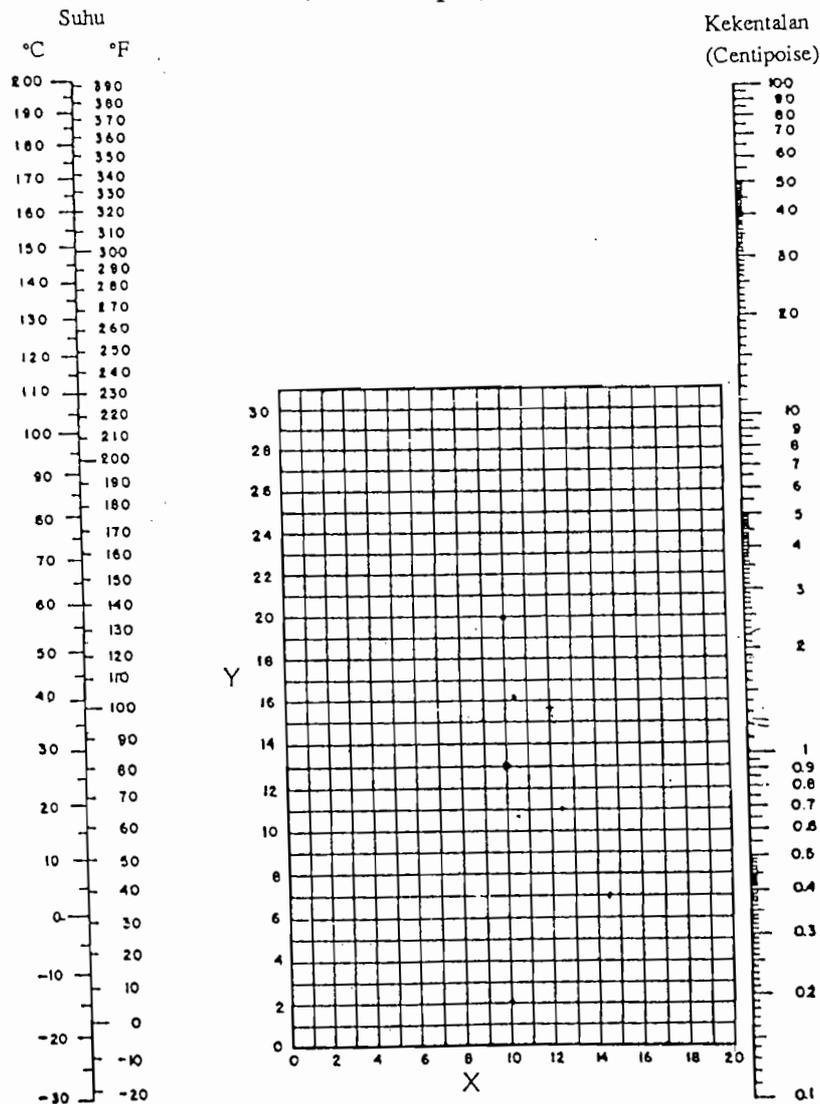
Grafik. 2. Cara menyatakan temperatur ekuivalen radiasi matahari

Sumber : Penyegaran Udara, Wiranto A & Heizo Saito, hal. 60



Grafik. 3. Kekentalan dari berbagai jenis cairan

Sumber : Alat Penukar Kalor, M Sitompul, hal. 220

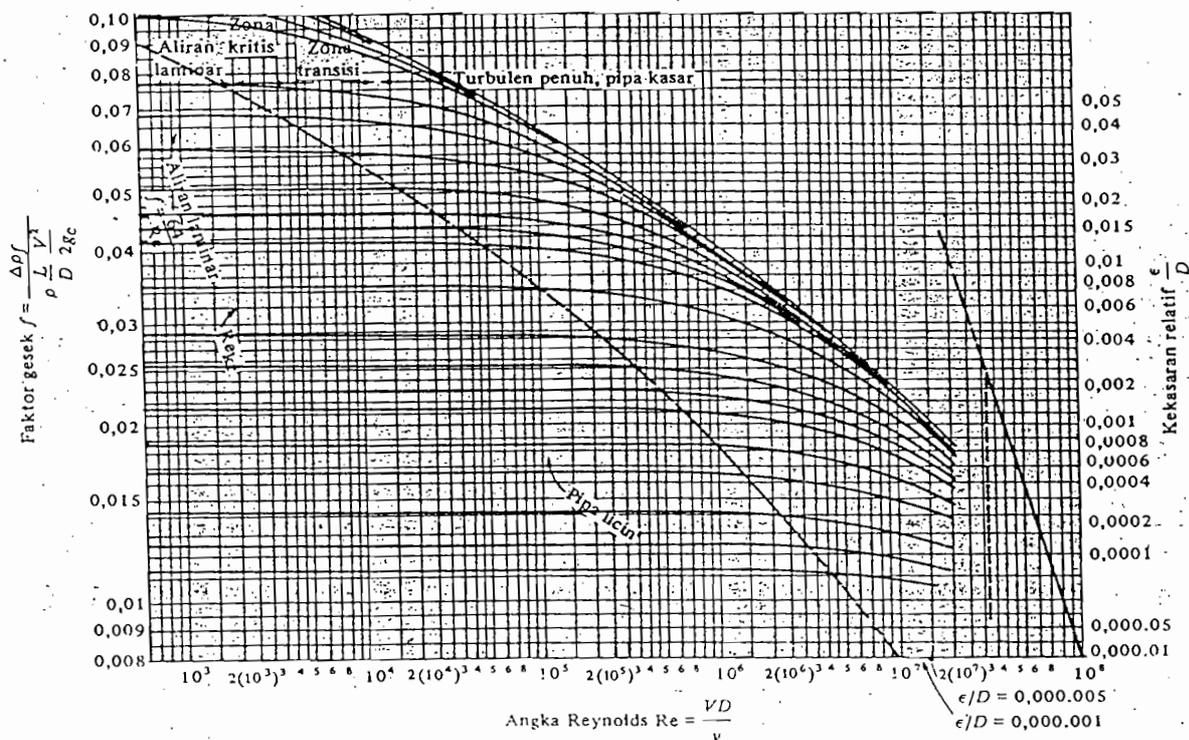


Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde.....	15.7	4.8	Freon-21.....	16.7	7.6
Acetic acid, 100%.....	12.1	14.2	Freon-22.....	17.2	4.7
Acetic acid, 70%.....	0.7	17.0	Freon-112.....	12.6	11.4
Acetic anhydride.....	12.7	12.8	Freon-114.....	14.6	8.8
Acetone, 100%.....	14.8	7.2	Glycerol, 100%.....	2.0	30.0
Acetone, 35%.....	7.9	15.0	Glycerol, 50%.....	0.9	19.0
Allyl alcohol.....	10.2	14.3	Heptane.....	14.1	8.4
Ammonia, 100%.....	12.0	2.0	Hexane.....	14.7	7.0
Ammonia, 26%.....	10.1	13.9	Hydrochloric acid, 31.6%.....	13.0	10.0
Amyl acetate.....	11.8	12.6	Isobutyl alcohol.....	7.1	18.0
Amyl alcohol.....	7.5	18.4	Isobutyric acid.....	12.2	14.4
Aniline.....	8.3	18.7	Isopropyl alcohol.....	8.2	16.0
Anisole.....	12.3	13.5	Mercury.....	18.4	16.4
Arsenic trichloride.....	13.9	14.6	Methanol, 100%.....	12.4	10.5
Benzene.....	12.5	10.9	Methanol, 90%.....	12.3	11.3
Brine, CaCl ₂ , 25%.....	6.6	16.9	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.....	15.0	8.3
Bromotoluene.....	20.0	16.9	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	13.8
Butyl acetate.....	12.3	11.0	Nitric acid, 60%.....	10.8	17.0
Butyl alcohol.....	8.5	17.2	Nitrobenzene.....	10.6	16.3
Butyric acid.....	12.1	15.3	Nitrotoluene.....	11.0	17.0
Carbon dioxide.....	11.6	0.3	Octane.....	13.7	10.0
Carbon disulfide.....	10.1	7.5	Octyl alcohol.....	6.0	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.....	13.6	13.3	Phosphorus trichloride.....	16.2	10.9
Chlorotoluene, meta.....	13.3	12.6	Propane.....	15.3	1.0
Chlorotoluene, para.....	13.3	12.6	Propionic acid.....	12.8	13.8
Cresol, meta.....	2.6	20.8	Propyl alcohol.....	9.1	10.5
Cyclohexanol.....	2.0	24.3	Propyl bromide.....	14.6	9.6
Dibromoethane.....	12.7	15.8	Propyl chloride.....	14.4	7.5
Dichloroethane.....	13.7	12.2	Propyl iodide.....	14.1	11.6
Dichloromethane.....	14.0	8.9	Sodium.....	10.4	13.9
Diethyl oxalate.....	11.0	16.4	Sodium hydroxide, 50%.....	3.2	25.8
Dimethyl oxalate.....	12.8	16.8	Stannic chloride.....	13.5	12.8
Diphenyl.....	12.0	18.3	Sulfur dioxide.....	15.2	7.1
Dipropyl oxalate.....	10.5	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%.....	10.7	12.8	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	10.6	Tetrachloroethane.....	11.9	15.7
Ethyl benzene.....	18.2	11.5	Tetrachloroethylene.....	14.2	12.7
Ethyl bromide.....	14.6	8.1	Titanium tetrachloride.....	14.4	12.3
Ethyl chloride.....	14.8	6.0	Toluene.....	13.7	10.4
Ethyl ether.....	14.5	5.3	Trichloroethylene.....	14.8	10.6
Ethyl formate.....	14.2	8.4	Turpentine.....	11.6	14.9
Ethyl iodide.....	14.7	10.8	Vinyl acetate.....	14.0	8.8
Ethylene glycol.....	6.0	23.0	Water.....	10.2	18.0
Formic acid.....	10.7	16.8	Xylene, ortho.....	13.6	12.1
Freon-11.....	14.4	9.0	Xylene, meta.....	13.9	10.0
Freon-12.....	10.8	6.0	Xylene, para.....	13.9	10.9



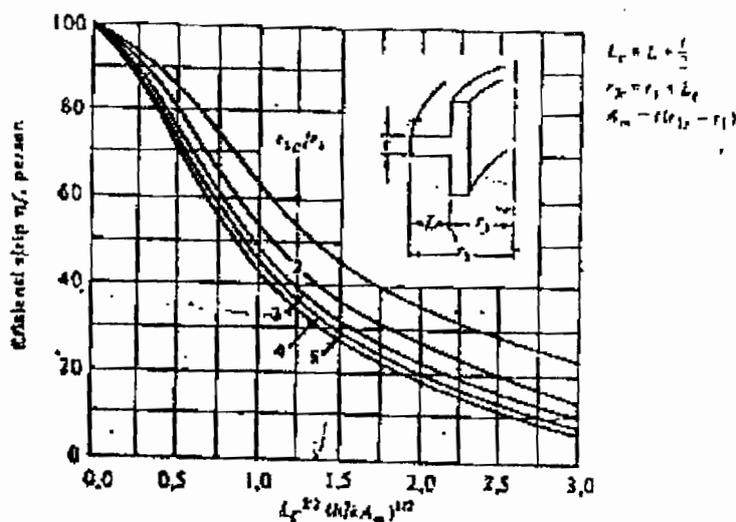
Grafik. 4. Faktor gesek dalam pipa

Sumber : Perpindahan Kalor, JP Holman, hal. 256



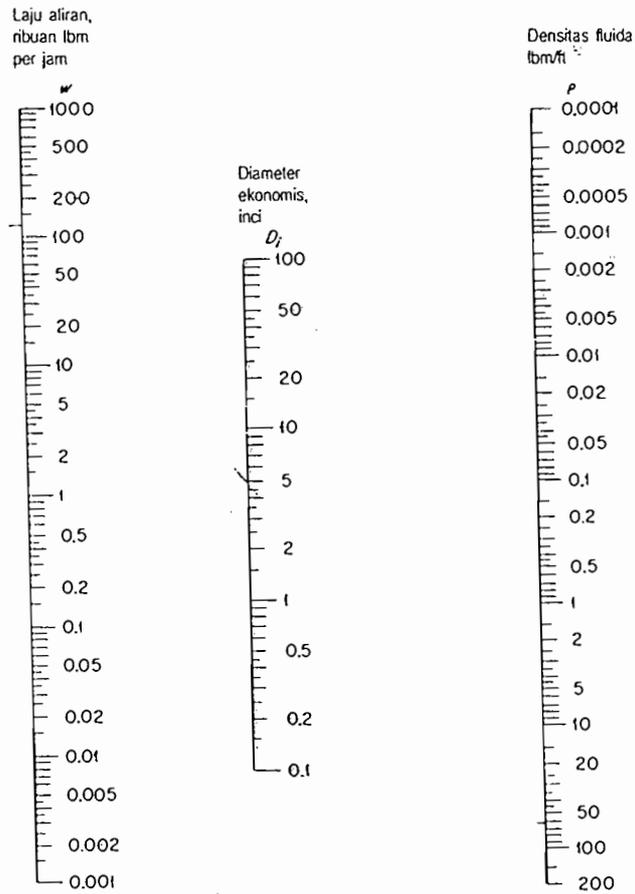
Grafik. 5. Efisiensi sirip

Sumber : Perpindahan Kalor, JP Holman, hal. 45



Grafik 6. Bagan untuk menentukan diameter pipa

Sumber : Teknologi Pemakaian Pompa, Tyler G Hicks, hal. 153



Heat loss coefficient of building

1 W/K = 1.895 Btu/(h · °F)

1 Btu/(h · °F) = 0.528 W/K

Heat transfer coefficient

1 W/(m² · K) = 0.1761 Btu/(h · ft² · °F)

1 Btu/(h · ft² · °F) = 5.678 W/(m² · K)

Illuminance

1 lx = *1 lm/m² = 0.0929 fc

1 fc (footcandle) = *1 lm/ft² = 10.76 lx

Length

1 m = 3.281 ft = 39.37 in = 1.0936 yd

1 km = 0.622 mi

1 cm = *0.01 m = 0.3937 in

1 ft = *12 in = *1/3 yd = *0.3048 m

1 mi = 1.609 km

1 in = *0.0254 m = *2.54 cm

*** Mass**

1 kg = *10³ g = 2.205 lb_m

1 ton (metric) = *10³ kg

1 g = 0.0353 oz_m

1 lb_m = *16 oz_m = *0.45356 kg

1 grain = *1/7000 lb_m = 0.0648 g

1 ton (U.S. long) = *2240 lb_m = 1016 kg

1 ton (U.S. short) = *2000 lb_m = 907 kg

*** Power**

1 W = 3.412 Btu/h

1 kW = 1.341 hp

1 kW = 0.2844 ton refrigeration

1 Btu/h = 0.2931 W

1 hp = 550 (ft · lb_f)/s = 0.7457 kW

1 ton refrigeration = 3.517 kW

1 hp (boiler) = 9.81 kW = 33,475 Btu/h

Pressure

1 Pa = *1 N/m² = *10⁻⁵ bar

= 1.450 × 10⁻⁴ psi

1 Pa = 4.019 × 10⁻³ inWG

1 atm (std. atmosphere) = 101.325 kPa

1 Pa = 2.088 × 10⁻² lb_f/ft²

1 mmHg = 0.01934 psia

1 psi (lb_f · in²) = 6.894 kPa = 27.7 inWG

1 inWG = 249.1 Pa = 0.0361 psia

1 atm (std. atmosphere) = 14.696 psi

1 inHg = 3.3772 kPa = 0.49115 psia

1 inWG/100 ft = 8.17 Pa/m

Specific enthalpy

1 kJ/kg = 0.4299 Btu/lb_m

1 Btu/lb_m = 2.3266 kJ/kg

Specific heat

1 kg/(kg · K) = 0.2389 Btu/(lb_m · °F)

1 Btu/(lb_m · °F) = 4.1868 kJ/(kg · K)

Temperature

°C = *(°F - 32) × 5/9

K = °C + 273.15

°F = *9/5°C + 32

°R = °F + 459.67

Thermal conductivity or resistance

1 W/(m · K) = 0.5778 Btu/(h · ft · °F)

1 W/(m · K) = 6.934 Btu · in/(h · ft² · °F)

1 K/W = 0.5275(°F · h)/Btu

1 Btu/(h · ft · °F) = 1.731 W/(m · K)

1 Btu · in/(h · ft² · °F) = 0.144 W/(m · K)

1 (°F · h)/Btu = 1.896 K/W

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

$$* 1 \text{ J} = *1 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)/\text{s}^2 = *10^7 \text{ erg} \\ = 0.948 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ Btu} = 778.16 \text{ ft} \cdot \text{lb}_f = 1.055 \text{ kJ} *$$

$$1 \text{ kWh} = *3.6 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ therm} = *10^5 \text{ Btu} = 105.5 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ cal} = 4.187 \text{ J}$$

$$1 \text{ quad} = *10^{15} \text{ Btu} = 1.055 \times 10^{18} \text{ J}$$

$$1 \text{ ft} \cdot \text{lb}_f = 1.3558 \text{ J}$$

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

$$1 \text{ N} = *1 \text{ (kg} \cdot \text{m)/s}^2 = *10^5 \text{ dync} \\ = 0.2248 \text{ lb}_f$$

$$1 \text{ lb}_f = *16 \text{ oz}_f = 4.4482 \text{ N}$$

Heat flux

$$1 \text{ W/m}^2 = 0.3170 \text{ Btu/(h} \cdot \text{ft}^2)$$

$$1 \text{ Btu/(h} \cdot \text{ft}^2) = 3.155 \text{ W/m}^2$$

$$1 \text{ W/m}^2 = 0.0929 \text{ W/ft}^2$$

$$1 \text{ W/ft}^2 = 10.76 \text{ W/m}^2$$



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA
Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta
Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email :

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 22 Oktober 2004

AMA Mhs. : HARI DWI ANTORO
IM : 995214141
JDUL :
Air Conditioning for Tennis Indoor

Pembimbing Utama : Ir. Greg. Harjanto
 Pembimbing Kedua : Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.

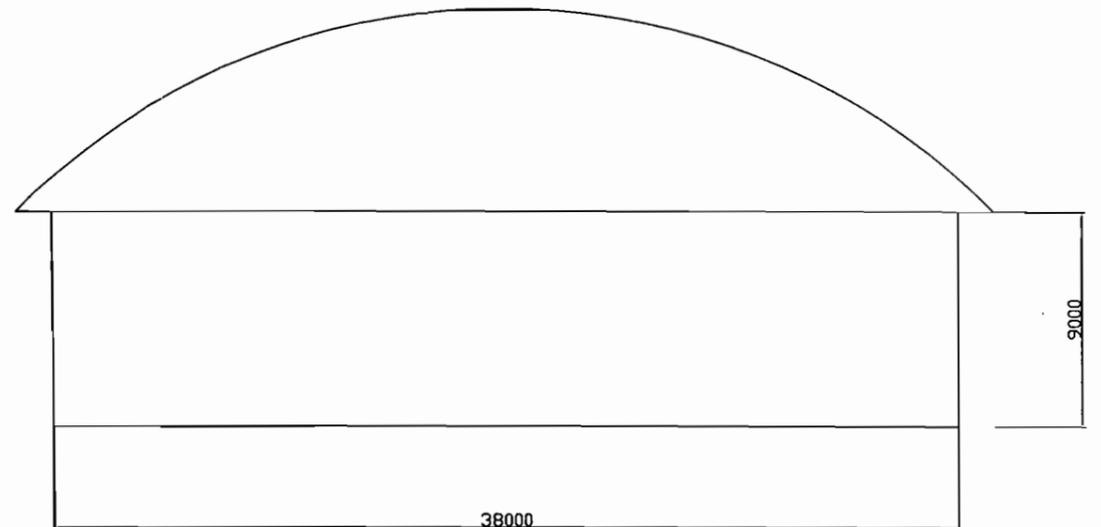
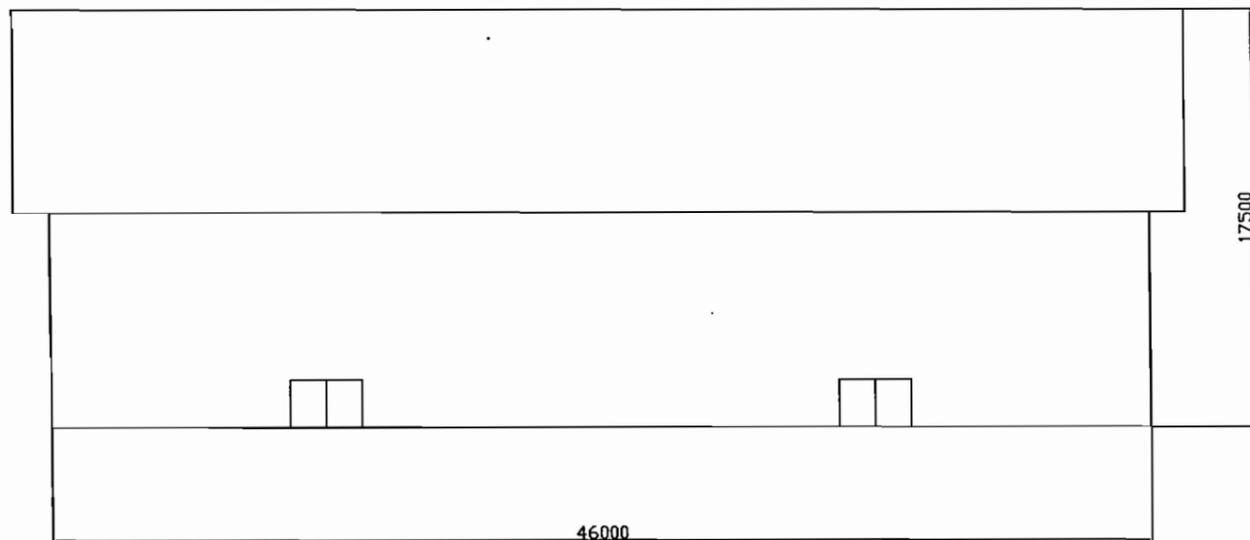
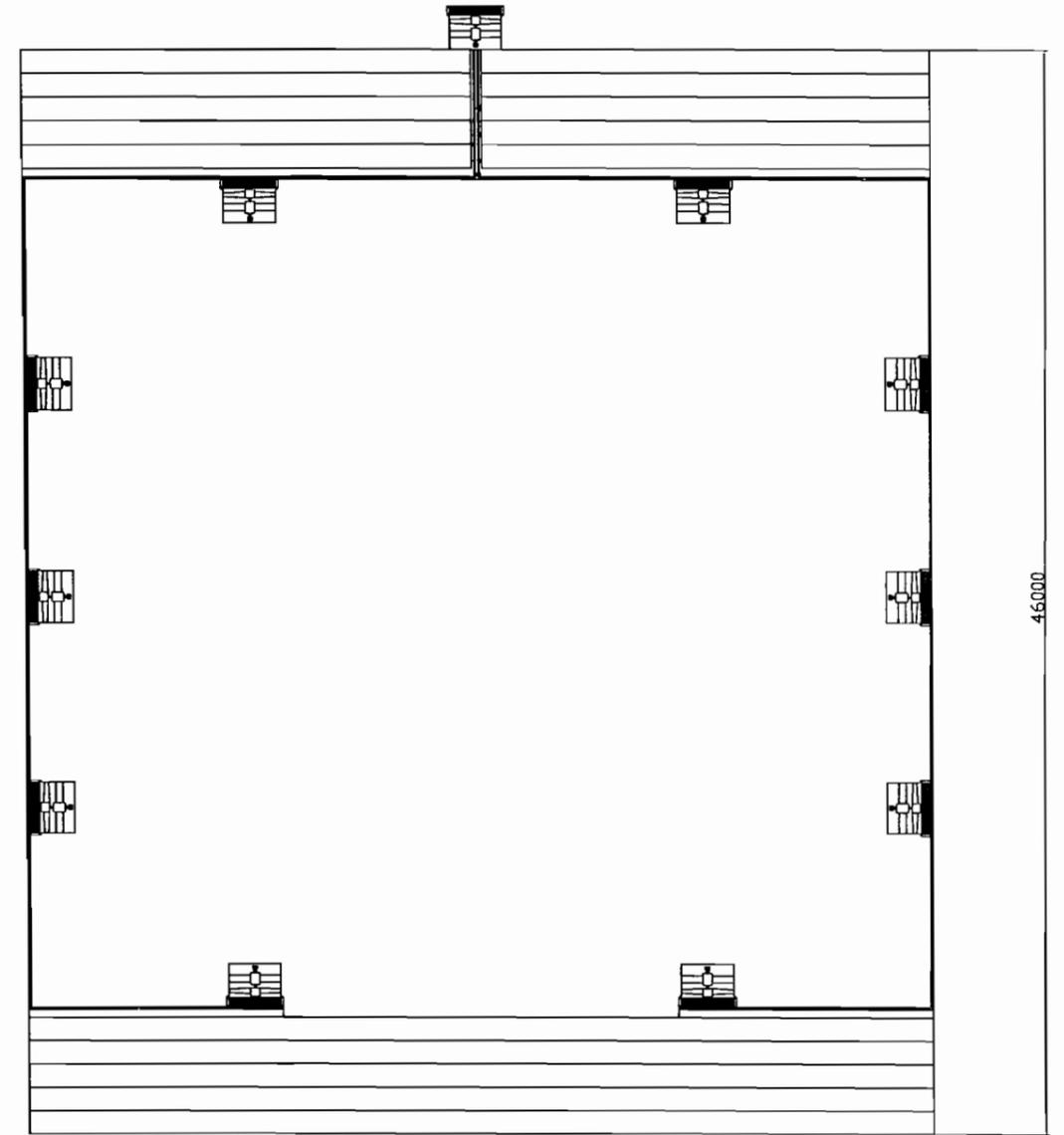
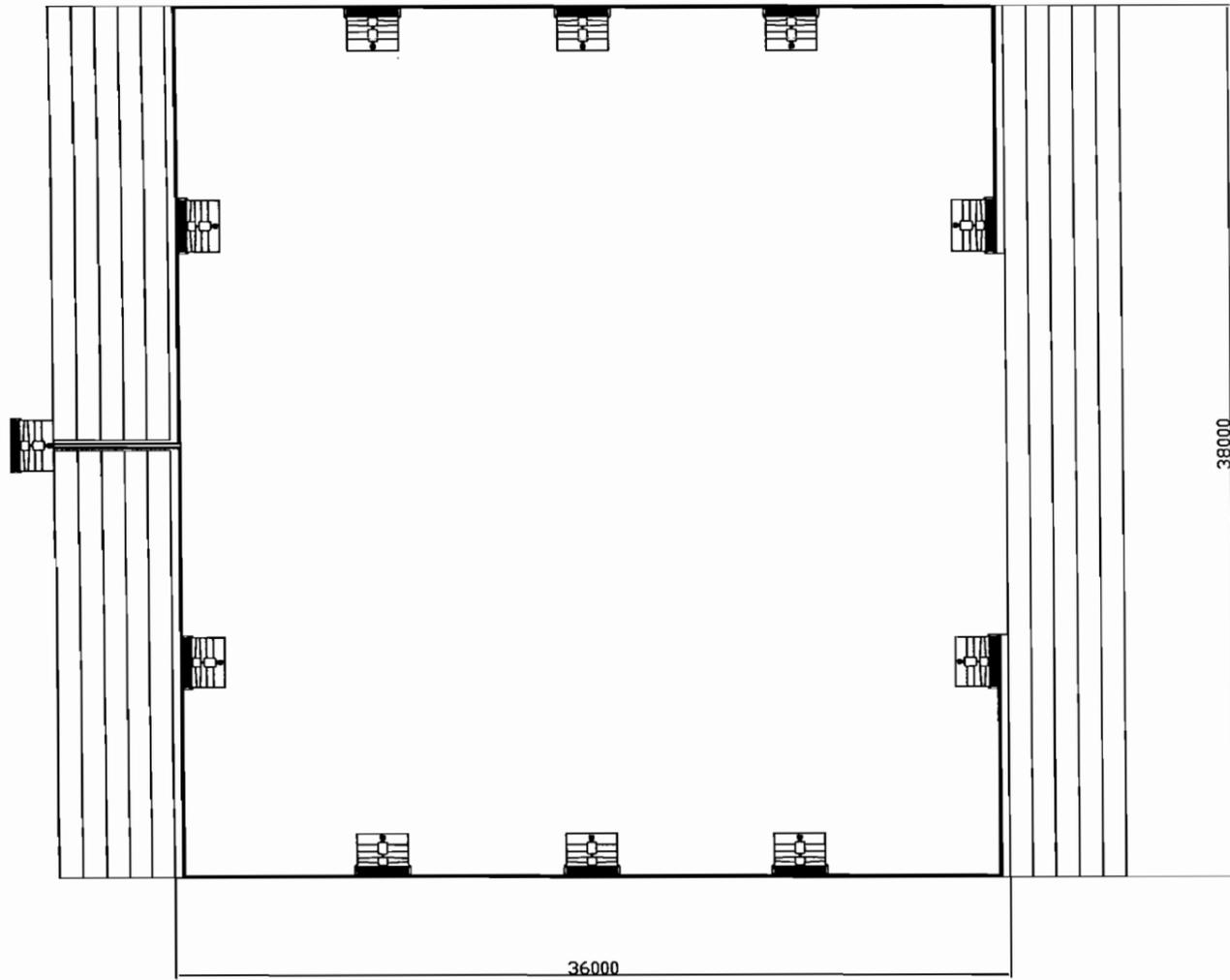
USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

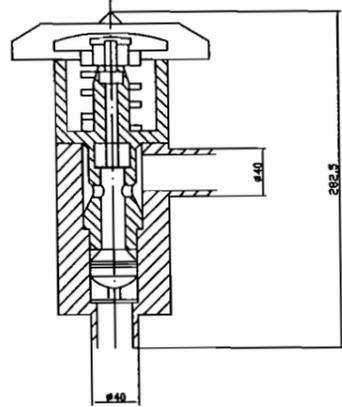
*inlet & outlet pada evaporator & kondenser dilengkapi
lihat naskah*

sdh direvisi 23/10/04

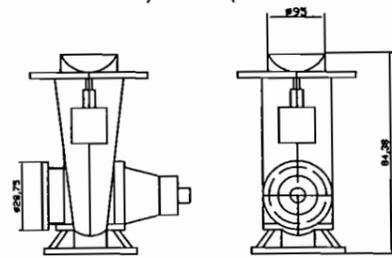
*Rusdi S
(FA. Rusdi .S).*



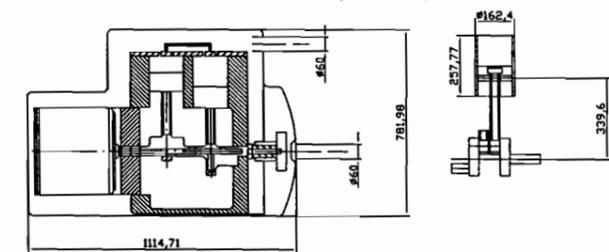
16 SKALA 1:2



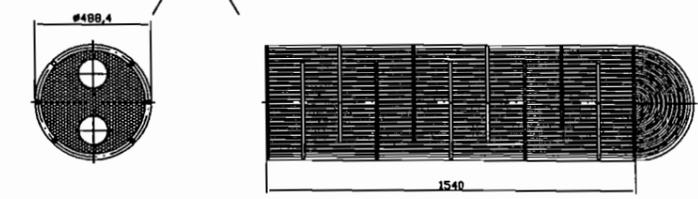
15 SKALA 1:5



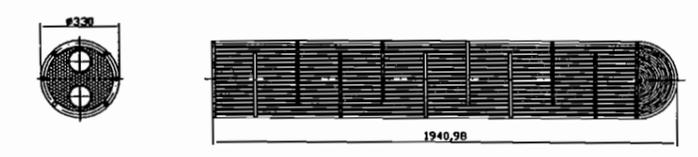
12



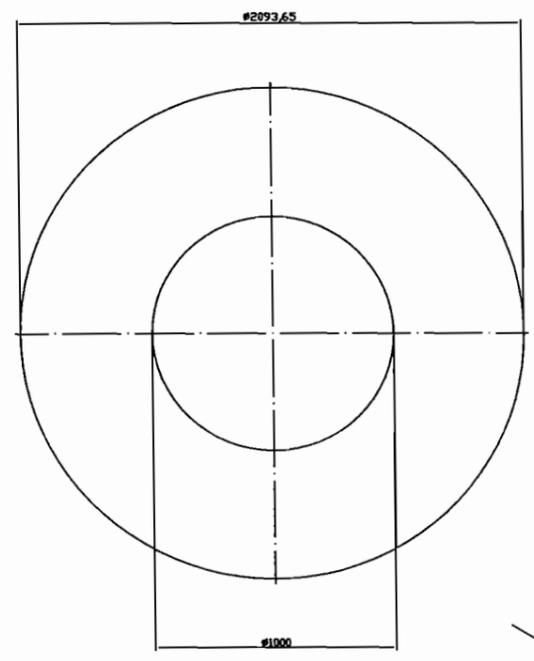
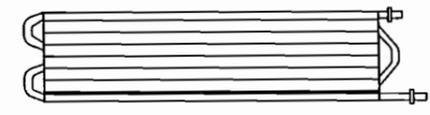
13



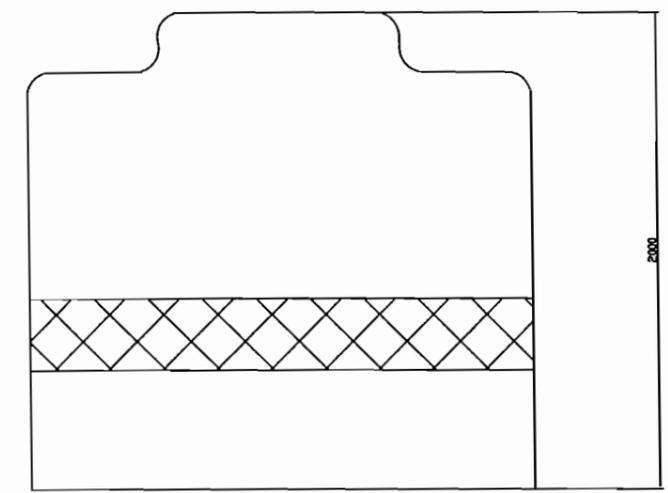
14



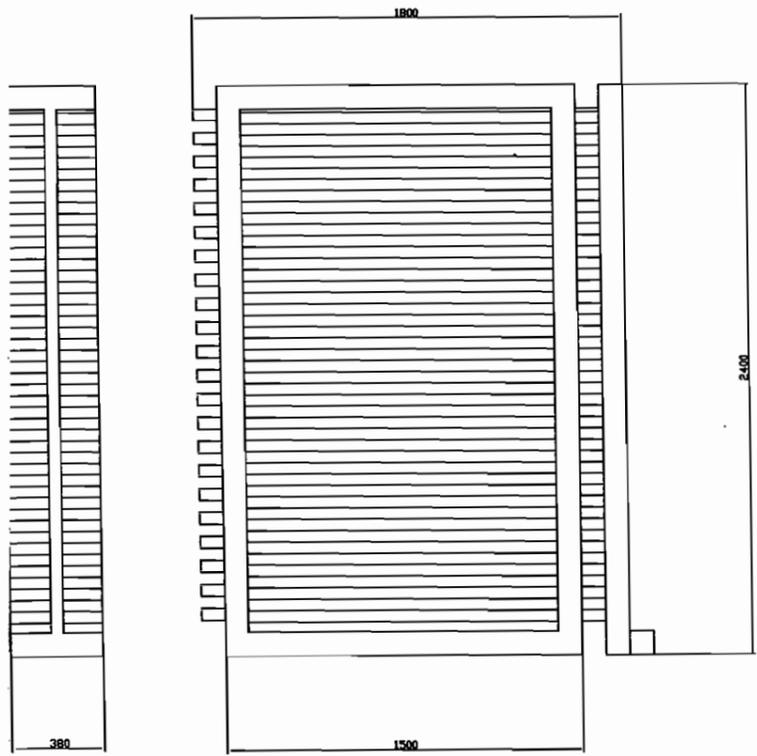
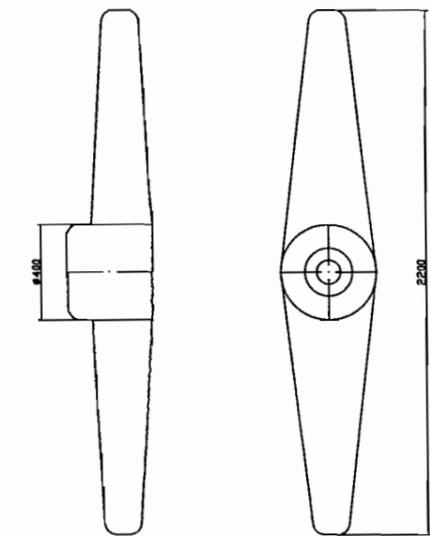
3



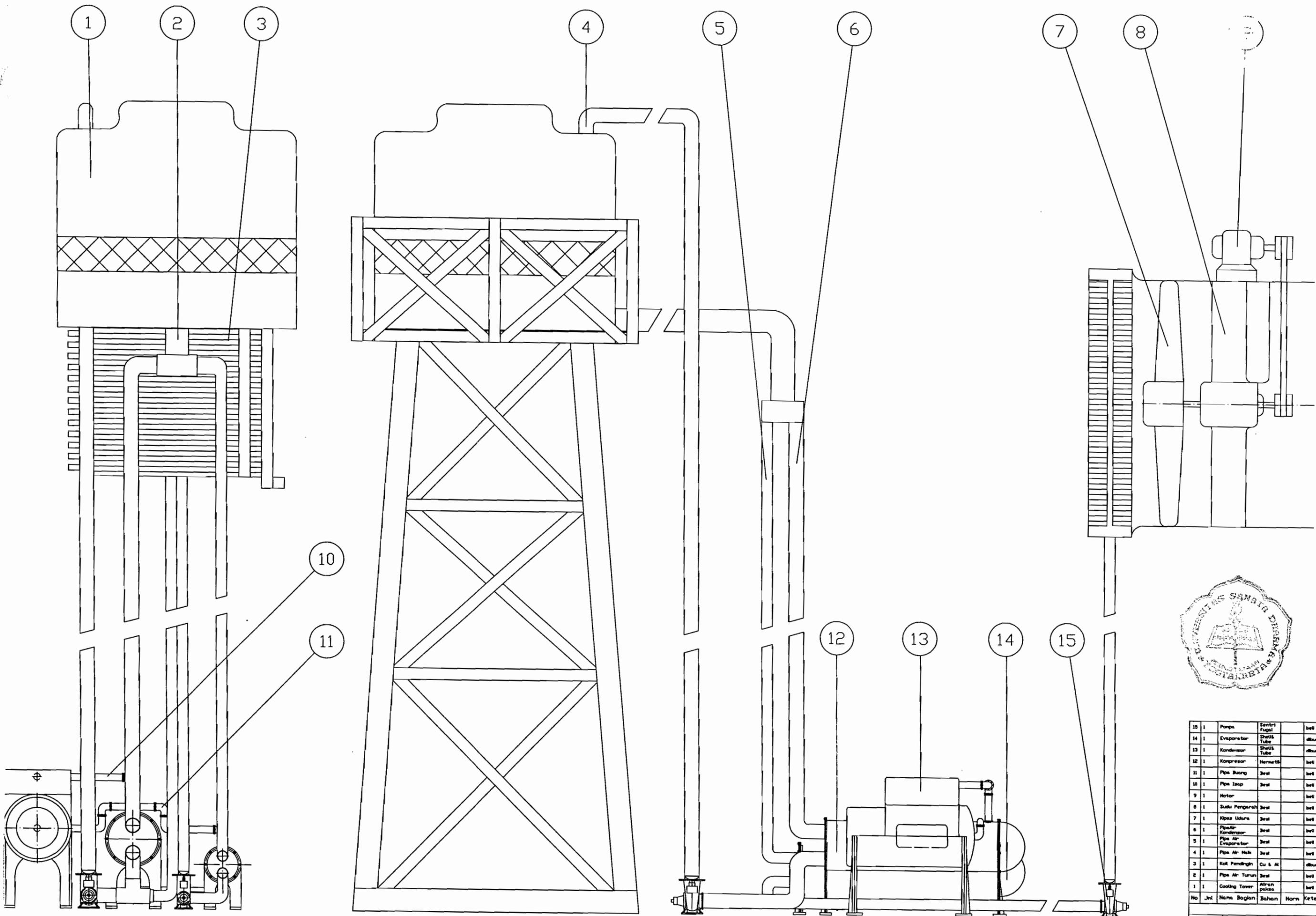
1



9



No	Jml	Nama Bagian	Bahan	Norm	Keterangan
16	1	Katup Ekspansi	Dinavolta		beli
15	1	Pompa Air	best		beli
14	615	Pipa Kondensor	Tembaga	Shell & Tube	beli
13	255	Pipa Evapor	Tembaga	Shell & Tube	beli
12	1	Kompresor	Hermetik		beli
9	1	Motor	Alumel		beli
3	1	Cooling Tower	Alumun palasa		beli
1	1	Koil Pendingin	Cu + Al		dibuat



No	Jml	Nama	Bagian	Bahan	Norm	Keterangan
15	1	Pompa	Sentrifugal			beli
14	1	Evaporator	Shell Tube			dibuat
13	1	Kondensator	Shell Tube			dibuat
12	1	Kompresor	Hermetik			beli
11	1	Pipa Buang		besi		beli
10	1	Pipa Isap		besi		beli
9	1	Motor				beli
8	1	Sudu Pengarah		besi		beli
7	1	Kipas Udara		besi		beli
6	1	Pipa Air Kondensator		besi		beli
5	1	Pipa Air Evaporator		besi		beli
4	1	Pipa Air Nal		besi		beli
3	1	Kot Pendingin	Cu & Al			dibuat
2	1	Pipa Air Turun		besi		beli
1	1	Cooling Tower	Alumun paless			beli